



TESIS - TM 142501

STUDI PENGARUH PENAMBAHAN *DUAL DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA)-INDEPENDENT* TERHADAP RESPON GETARAN TRANSLASI DAN ROTASI PADA SISTEM UTAMA 2-DOF

**ESTHI KUSUMADEWAYANTI
NRP. 2113 205 901**

**Dosen Pembimbing:
Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng**

**PROGRAM MAGISTER
BIDANG KEAHLIAN DESAIN SISTEM MEKANIKAL
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2015**



THESIS - TM 142501

**STUDY ON THE EFFECT OF USING DUAL DYNAMIC VIBRATION ABSORBER
(DVA)-INDEPENDENT TO THE TRANSLATION AND ROTATION VIBRATION
OF 2-DOF PRIMARY SYSTEM**

**ESTHI KUSUMADEWAYANTI
NRP. 2113 205 901**

**Academic Advisor:
Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng**

**MASTER PROGRAM
MECHANICAL DESIGN
DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2015**

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (MT)

di

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Esthi Kusumadewayanti

Nrp. 2113 205 901

Tanggal Ujian : 24 Juni 2015

Periode Wisuda : September 2015

Disetujui oleh :

1. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng.

NIP.197505111999031001

(Pembimbing I)

2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc, Ph.D.

NIP.195106051978031002

(Penguji)

3. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT.

NIP.197004121997032003

(Penguji)

4. Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc.

NIP.197805102001121001

(Penguji)

Direktur Program Pascasarjana,

Prof. Dr. Ir. Adi Soeprijanto, MT.

NIP. 196404051990021001



STUDI PENGARUH PENAMBAHAN *DUAL DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA)*-INDEPENDENT TERHADAP RESPON GETARAN TRANSLASI DAN ROTASI PADA SISTEM UTAMA 2-DOF

Nama Mahasiswa : Esthi Kusumadewayanti
NRP : 2113205901
Pembimbing : Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng

ABSTRAK

Getaran yang berlebihan dapat mengakibatkan kerusakan pada sistem sehingga dibutuhkan mekanisme yang mampu meredam getaran tersebut. Salah satu bentuk peredaman getaran adalah penggunaan *Dynamic Vibration Absorber (DVA)*. *Dynamic Vibration Absorber (DVA)* merupakan sistem massa, *damper*, dan pegas yang ditambahkan pada sistem utama sehingga getaran pada sistem utama dapat diredam. Dalam upaya peredaman getaran, modifikasi penggunaan *DVA* diperlukan. Salah satu modifikasi *DVA* adalah penggunaan *dual DVA-independent* pada sistem utama. *Dual DVA-independent* merupakan dua buah *DVA* terpisah yang dipasang pada sistem utama dengan jarak tertentu.

Pada penelitian ini dipelajari pengaruh penambahan *dual DVA-independent* terhadap respon getaran translasi dan rotasi pada sistem utama 2-DOF. Dalam pemahaman mengenai fenomena tersebut dibuat model dinamis sistem tanpa penambahan *dual DVA-independent* dan sistem dengan penambahan *dual DVA-independent*. Model dinamis tersebut disimulasikan dengan Simulink Matlab. Pada sistem dengan penambahan *dual DVA-independent*, dilakukan variasi terhadap parameter *dual DVA-independent* (massa, jarak *dual DVA-independent*-pusat gravitasi, dan konstanta kekakuan). Variasi massa *dual DVA-independent* yang digunakan adalah 1/80; 1/40; dan 1/20 dari massa sistem dengan rasio konstanta kekakuan sama dengan rasio massa. Jarak *dual DVA-independent* divariasikan di tengah (0,02 m); 0,13 m; dan di ujung (0,26 m) dari pusat gravitasi sistem, dimana jarak kedua *DVA* simetri terhadap pusat gravitasi. Simulasi variasi rasio konstanta kekakuan dilakukan untuk rasio massa 1/80; 1/40; dan 1/20 dengan letak *dual DVA-independent* di ujung sistem. Variasi rasio konstanta kekakuan untuk rasio massa 1/80 adalah 1/320; 1/160; 1/80; 1/40; dan 1/20. Variasi rasio konstanta kekakuan untuk rasio massa 1/40 adalah 1/160; 1/80; 1/40; 1/20; dan 1/10. Variasi rasio konstanta kekakuan untuk rasio massa 1/20 adalah 1/80; 1/40; 1/20; 1/10; dan 1/5.

Hasil dari penelitian ini menunjukkan bahwa *dual DVA-independent* dapat mereduksi getaran sistem maksimum sebesar 93,78% (rasio massa dan konstanta kekakuan 1/20) pada arah translasi dan 94,03% (rasio massa 1/20 dan rasio konstanta kekakuan 1/5) di ujung sistem pada arah rotasi. Penurunan getaran optimum sebesar 72,69% (rasio massa dan konstanta kekakuan 0,01967); 89,44% (rasio massa 1/20 dan rasio konstanta kekakuan 0,0561); dan 89,75% (massa 1/20 dan rasio konstanta kekakuan 0,0474).

Kata kunci: pemodelan dinamis, *dual DVA*, peredam getaran

STUDY ON THE EFFECT OF USING DUAL DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA)-INDEPENDENT TO THE TRANSLATION AND ROTATION VIBRATION OF 2-DOF PRIMARY SYSTEM

Name : Esthi Kusumadewayanti
NRP : 2113205901
Supervisor : Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng

ABSTRACT

Excessive vibration can cause damage to the system. Because of this case, the certain mechanism is needed to eliminate the vibration. One form of vibration reduction is the using of Dynamic Vibration Absorber (DVA). Dynamic Vibration Absorber (DVA) is a mass, damper, and spring system which is added to the main system. This kind of absorber will move together with the main system to reduce the vibration of the main system. In order to reduce the vibration, modification of DVA is required. One modification is the using of dual DVA-independent in the main system. Dual DVAs-independent are two separated DVA which are mounted on the main system at a certain distance.

In this research, it is studied the effect of attaching dual DVA-independent to the translational and rotational vibration response of 2-DOF primary system. In the understanding this phenomenon, dynamic modelling of the primary system is done without and with dual DVA-independent. In dual DVA-independent attached to the primary system, the variation is done to the parameter dual DVA-independent (mass, length of dual DVA-independent, and stiffness). Variation of mass used are 1/80; 1/40; and 1/20 of system's mass with the stiffness ratio is same as mass ratio. The length of dual DVA-independent is variated in the middle of system (0,02 m); 0,13 m; and in the tip of system (0,26m) from center of gravity system, which the length of both DVA to center gravity is symmetry. Simulation of variation stiffness is done by placing the dual DVA-independent at the tip of system with mass ratio 1/80; 1/40; and 1/20. The variation stiffness of mass ratio 1/80 is 1/320; 1/160; 1/80; 1/40; and 1/20. The variation stiffness of mass ratio 1/40 is 1/160; 1/80; 1/40; 1/20; and 1/10. The variation stiffness of mass ratio 1/20 is 1/80; 1/40; 1/20; 1/10; and 1/5.

The results of this study indicate dual DVA-independent can reduce maximum 93,78% of translation vibration (mass and stiffness ratio 1/20) and 94,03% of rotation vibration (mass ratio 1/20 and stiffness ratio 1/5) in the tip of system. Reduction of optimum vibration is 72,69% (mass and stiffness ratio 0,01967); 89,44% (mass ratio 1/20 and stiffness ratio 0,0561); dan 89,75% (mass ratio 1/20 and stiffness ratio 0,0474).

Keywords: dynamic modeling, dual DVA-independent, vibration absorber

KATA PENGANTAR

Puji syukur atas kasih dan penyertaan Tuhan sehingga penulis dapat menyelesaikan Tesis ini sebagai persyaratan akademis untuk mendapat gelar Magister Teknik, pada bidang keahlian Desain Sistem Mekanikal, jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Tesis ini tidak mungkin terlaksana dengan baik tanpa adanya bantuan dan kerjasama semua pihak, untuk itu penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Orang tuaku, beserta saudara-saudaraku yang memberikan dukungan moral dan material sehingga tugas akhir ini dapat selesai.
2. Bapak Dr. Eng. Harus Laksana Guntur ST, M.Eng. selaku pembimbing Tesis yang banyak memberikan bimbingan dan saran.
3. Bapak Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc, Ph.D, Ibu Wiwiek Hendrowati, ST, M.T, dan Bapak Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc. selaku dosen penguji seminar dan sidang Tesis yang banyak memberikan saran terhadap Tesis ini.
4. Bapak dan Ibu Dosen selaku staf pengajar Jurusan Teknik Mesin yang telah memberikan ilmu dan wawasan.
5. Karyawan laboratorium Manufaktur yang telah membantu dalam pembuatan alat uji, terutama Mas Faisal.
6. Karyawan laboratorium Desain dan Permodelan Dinamis yang telah membantu dalam pengambilan data eksperimen, terutama Pak Sarosa.
7. Rekan-rekan seperjuangan Desain Sistem Mekanikal angkatan 2013 yang selalu bisa diajak bertukar pikiran, terutama mas Susanto, mas Skriptyan, dan mas Ardi.
8. Semua pihak yang telah terlibat dalam penyelesaian Tesis ini yang tidak mungkin disebutkan satu-persatu.

Penulis menyadari bahwa Tesis ini masih jauh dari sempurna. Untuk itu, penulis mengharapkan adanya penyempurnaan lebih lanjut oleh pihak yang berkepentingan agar Tesis ini bisa lebih dikembangkan.

Surabaya, Juli 2015

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN TESIS	i
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR TABEL	xi
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR SIMBOL	xvii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Perumusan Masalah	2
1.3. Tujuan Penelitian	2
1.4. Batasan Masalah	3
1.5. Manfaat Penelitian	3
1.6. Kontribusi dan Keterbaruan Penelitian	3
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	5
2.2.1. Kontrol Getaran	5
2.2.2. <i>Dynamic Vibration Absorber (DVA)</i>	8
2.2.2.1. DVA Pasif	8
2.2.2.2. DVA Adaptif	9
2.2.2.3. DVA Aktif	10
2.2.2.4. Model DVA pada Beberapa Kasus	10
2.2.3. <i>Undamped Dynamic Vibration Absorber</i>	19
2.2.4. <i>Damped Dynamic Vibration Absorber</i>	23
2.2.5. Koordinat Terkopel dan Koordinat Utama	25
BAB 3 METODE PENELITIAN	27
3.1. Diagram Alir Penelitian Secara Umum	27
3.2. Studi Literatur	28
3.3. Pemodelan Dinamis Sistem	28

3.4.	Penurunan Persamaan Gerak	29
3.5.	Pembuatan Blok Simulasi	34
3.6.	Penentuan Parameter	37
3.7.	Simulasi	39
3.8.	Eksperimen	40
3.9.	Analisa Hasil	42
BAB 4	HASIL DAN PEMBAHASAN.....	43
4.1.	Penentuan Parameter	43
4.1.1.	Penentuan Parameter Sistem Utama.....	43
4.1.2.	Penentuan Parameter <i>Dual DVA-Independent</i>	48
4.2.	Sistem tanpa Penambahan <i>Dual DVA-Independent</i>	51
4.2.1.	Analisa Perhitungan Sistem.....	51
4.2.2.	Analisa Respon Simulasi Sistem	54
4.2.3.	Pembahasan Analisa Perhitungan dan Hasil Simulasi	56
4.3.	Sistem dengan Penambahan <i>Dual DVA-Independent</i>	57
4.3.1.	Analisa Perhitungan Sistem dengan Penambahan <i>Dual DVA-Independent</i>	57
4.3.2.	Analisa Respon Hasil Simulasi	61
4.3.3.	Pembahasan Analisa Perhitungan dan Hasil Simulasi	86
4.4.	Penurunan Percepatan dan Percepatan Sudut.....	87
4.5.	Validasi Hasil Simulasi dengan Eksperimen.....	92
4.5.1.	Respon Percepatan Sistem tanpa Penambahan <i>Dual DVA-Independent</i> dan dengan Penambahan <i>Dual DVA-Independent</i>	93
4.5.2.	Respon percepatan sudut sistem tanpa penambahan <i>dual DVA Independent</i> dan dengan penambahan <i>dual DVA independent</i>	95
BAB 5	KESIMPULAN DAN SARAN.....	97
5.1.	Kesimpulan.....	97
5.2.	Saran	97
	DAFTAR PUSTAKA	99
	LAMPIRAN	

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1	Konstanta Kekakuan Sistem Utama.....	44
Tabel 4.2	Koefisien Redaman Sistem Utama.....	46
Tabel 4.3	Parameter Sistem Utama	47
Tabel 4.4	Nilai Koefisien Redaman <i>Dual DVA-Independent</i> untuk Rasio Massa 1/20.....	49
Tabel 4.5	Nilai Redaman <i>Dual DVA-Independent</i>	50
Tabel 4.6	Perbandingan Frekuensi Natural Hasil Simulasi dan Perhitungan.....	56
Tabel 4.7	Perhitungan Nilai Frekuensi Natural Sistem dengan Penambahan <i>Dual DVA-Independent</i>	60
Tabel 4.8	Nilai Rasio Frekuensi Natural Pertama dan Frekuensi NaturalKedua pada Arah Translasi.....	67
Tabel 4.9	Nilai Rasio Frekuensi Perpotongan Grafik Respon Percepatan Sistem tanpa <i>Dual DVA-Independent</i> terhadap Sistem dengan <i>Dual DVA- Independent</i> pada Arah Translasi.....	68
Tabel 4.10	Nilai Rasio Frekuensi Natural Pertama dan Rasio Frekuensi Natural Kedua pada Arah Rotasi.....	72
Tabel 4.11	Nilai Rasio Frekuensi Perpotongan Grafik Respon Percepatan Sudut Sistem tanpa <i>Dual DVA-Independent</i> terhadap Sistem dengan <i>Dual DVA-Independent</i> pada Arah Rotasi	73
Tabel 4.12	Nilai Rasio Frekuensi Natural Pertama dan Rasio Frekuensi Natural Kedua Arah Translasi pada Variasi Konstanta Kekakuan	80
Tabel 4.13	Nilai Rasio Frekuensi pada Daerah Lembah Pertama dan Kedua Arah Translasi pada Variasi Konstanta Kekakuan.....	81
Tabel 4.14	Nilai Rasio Frekuensi Natural Pertama dan Rasio Frekuensi Natural Kedua Arah Rotasi pada Variasi Konstanta Kekakuan.....	84
Tabel 4.15	Nilai Rasio Frekuensi pada Daerah Lembah Pertama dan Kedua Arah Rotasi pada Variasi Konstanta Kekakuan	85
Tabel 4.16	Selisih Percepatan Hasil Simulasi dan Eksperimen.....	94
Tabel 4.17	Selisih Percepatan Sudut Hasil Simulasi dan Eksperimen.....	96

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Jenis Penggunaan <i>Vibration Isolator</i> : (a) Sistem Utama Dikenakan Gaya Eksitasi dan (b) Sistem Utama Dilindungi dari Gerakan Eksitasi <i>Base</i>	6
Gambar 2.2	Mekanisme DVA pada Motor.....	7
Gambar 2.3	Model <i>SADVA</i> : (a) Model Umum dan (b) Model Modifikasi untuk Menahan Gaya Vertikal dan Horizontal dan Model <i>HADVA</i> : (c) Model Umum dan (d) Model Modifikasi untuk Menahan Gaya Vertikal dan Horizontal	11
Gambar 2.4	Grafik respon getaran pada penelitian Kazuo.....	12
Gambar 2.5	Grafik Transmisibilitas pada Penelitian Kazuo: (a) Vertikal dan (b) Horizontal	12
Gambar 2.6	(a) <i>Single DVA</i> , (b) <i>SSA</i> , dan (c) <i>Dual DVA</i>	13
Gambar 2.7	Rasio Dua Frekuensi <i>Tuning</i> pada <i>SSA</i> dan <i>dual DVA</i>	14
Gambar 2.8	Model Dinamis Sistem dengan Penambahan <i>DVA</i>	15
Gambar 2.9	Penambahan <i>DVA</i> pada Struktur Fleksibel	17
Gambar 2.10	Jembatan Penyebrangan Tiga Bentangan Simetris dengan Bagian Tengah CC' yang dapat Bergerak.....	18
Gambar 2.11	Grafik Hasil Penelitian yang Diperoleh oleh Krenk.....	19
Gambar 2.12	<i>Undamped Dynamic Vibration Absorber</i>	20
Gambar 2.13	Pengaruh dari <i>Undamped Vibration Absorber</i> pada Mesin.....	22
Gambar 2.14	<i>Damped Dynamic Vibration Absorber</i>	23
Gambar 2.15	Pengaruh <i>Damped Vibration Absorber</i> pada Mesin	24
Gambar 2.16	Model Dinamis dan Free Body Diagram Sistem 2-DOF arah Translasi dan Rotasi	26
Gambar 3.1	Diagram Alir Penelitian Secara Umum	27
Gambar 3.2	Model Dinamis Sistem.....	29
Gambar 3.3	Diagram Alir Penurunan Persamaan Gerak.....	29
Gambar 3.4	<i>Free Body Diagram</i> Sistem tanpa Penambahan <i>DVA</i> : (a) Gerakan Translasi dan (b) Gerakan Rotasi.....	30

Gambar 3.5	<i>Free Body Diagram</i> Sistem dengan Penambahan <i>DVA</i> : (a) Gerakan Translasi Sistem, (b) Gerakan Rotasi Sistem, (c) <i>DVA</i> Pertama, dan (d) <i>DVA</i> Kedua.....	32
Gambar 3.6	Blok Simulink Sistem tanpa Penambahan <i>Dual DVA-Independent</i>	35
Gambar 3.7	Blok Simulink Sistem Penambahan <i>Dual DVA-Independent</i>	36
Gambar 3.8	Diagram Alir Pengukuran Konstanta Kekakuan	37
Gambar 3.9	Diagram Alir Pengukuran Koefisien Redaman	38
Gambar 3.10	Diagram Alir Simulasi	39
Gambar 3.11	Diagram Alir Eksperimen	40
Gambar 3.12	Alat Uji.....	41
Gambar 4.1	Pengukuran Ketinggian <i>Cantilever Beam</i>	43
Gambar 4.2	Pengambilan Data Redaman Sistem	45
Gambar 4.3	Pengambilan Data Koefisien Redaman <i>DVA</i>	49
Gambar 4.4	Grafik Respon Percepatan dan Pecepatan Sudut terhadap Rasio Frekuensi pada Sistem tanpa Penambahan <i>DVA</i>	55
Gambar 4.5	Grafik Respon Percepatan Sistem terhadap Variasi Frekuensi dan Jarak <i>Dual DVA-Independent</i> -Pusat Gravitasi.	62
Gambar 4.6	Grafik Respon Percepatan Sudut Sistem terhadap Variasi Frekuensi dan Jarak <i>Absorber</i> -Pusat Gravitasi.....	64
Gambar 4.7	Grafik Respon Percepatan terhadap Rasio Frekuensi Sistem dengan Penambahan <i>Dual DVA-Independent</i> Variasi Massa <i>Dual DVA-Independent</i>	66
Gambar 4.8	Grafik Respon Percepatan Sudut terhadap Rasio Frekuensi Sistem dengan Penambahan <i>Dual DVA-Independent</i> Variasi Massa <i>Dual DVA-Independent</i>	71
Gambar 4.9	Grafik Respon Percepatan terhadap Rasio Frekuensi Sistem dengan Penambahan <i>Dual DVA-Independent</i> Variasi Jarak <i>Absorber</i> -pusat gravitasi.....	75
Gambar 4.10	Grafik Respon Percepatan Sudut terhadap Rasio Frekuensi Sistem dengan Penambahan <i>Dual DVA-Independent</i> Variasi Jarak <i>Absorber</i> -Pusat Gravitasi.	78

Gambar 4.11 Grafik Respon Percepatan terhadap Rasio Frekuensi dengan Variasi Konstanta Kekakuan <i>Dual DVA-Independent</i>	79
Gambar 4.12 Grafik Respon Percepatan Sudut terhadap Rasio Frekuensi dengan Variasi Konstanta Kekakuan <i>Dual DVA-Independent</i>	83
Gambar 4.13 Grafik Persentase Penurunan Percepatan dan Percepatan Sudut Sistem di Ujung Sistem pada Variasi Frekuensi Natural <i>dual DVA-Independent</i>	87
Gambar 4.14 Grafik Persentase Penurunan Percepatan dan Percepatan Sudut Sistem di Ujung Sistem pada Variasi Frekuensi Natural <i>dual DVA-Independent</i>	88
Gambar 4.15 Grafik Penurunan Getaran Arah Translasi dan Rotasi.....	90
Gambar 4.16 Grafik Penurunan Percepatan dan Percepatan Sudut terhadap Variasi Rasio Massa dan Rasio Jarak <i>Dual DVA-Independent</i> -Pusat Gravitasi untuk Rasio Konstanta Kekakuan 1/20.....	91
Gambar 4.17 Skema Pengujian <i>Dual DVA-Independent</i>	92
Gambar 4.18 Grafik Respon Percepatan Hasil Simulasi dan Eksperimen Sistem tanpa Penambahan <i>Dual DVA-Independent</i> dan Sistem dengan Penambahan <i>Dual DVA-Independent</i> dengan Rasio Massa dan Rasio Konstanta Kekakuan 1/20.....	93
Gambar 4.19 Grafik Respon Percepatan Sudut Hasil Simulasi dan Eksperimen Sistem tanpa Penambahan <i>Dual DVA-Independent</i> dan Sistem dengan Penambahan <i>Dual DVA-Independent</i> dengan Rasio Massa dan Rasio Konstanta Kekakuan 1/20.....	95

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

DAFTAR SIMBOL

b	: jarak <i>absorber</i> -pusat gravitasi (m)
c_1	: koefisien redaman sistem 1 (N.s/m)
c_2	: koefisien redaman sistem 2 (N.s/m)
c_a	: koefisien redaman <i>DVA</i> 1 (N.s/m)
c_b	: koefisien redaman <i>DVA</i> 2 (N.s/m)
f	: frekuensi (Hz)
I	: momen inersia (kg.m^2)
k_1	: konstanta kekakuan sistem 1 (N/m)
k_2	: konstanta kekakuan sistem 2 (N/m)
k_a	: konstanta kekakuan <i>DVA</i> 1 (N/m)
k_b	: konstanta kekakuan <i>DVA</i> 2 (N/m)
L	: panjang plat penyangga sistem (m)
l_1	: jarak motor-pusat gravitasi (m)
l_2	: jarak pemberat-pusat gravitasi (m)
l_3	: jarak <i>beam</i> 1-pusat gravitasi (m)
l_4	: jarak <i>beam</i> 2-pusat gravitasi (m)
M	: massa total sistem (kg)
m_a	: massa <i>DVA</i> 1 (kg)
m_b	: massa <i>DVA</i> 2 (kg)
m_{d1}	: massa piringan dan tempat <i>belt</i> 1 pada motor (kg)
m_{d2}	: massa piringan dan tempat <i>belt</i> 2 pada motor (kg)
m_k	: massa pemberat (kg)
m_m	: massa motor (kg)
m_p	: massa plat penyangga motor dan pemberat (kg)
m_u	: massa <i>unbalance</i> (kg)
r	: diameter piringan (m)
y	: <i>displacement</i> sistem utama
y_1	: <i>displacement</i> <i>DVA</i> 1
y_2	: <i>displacement</i> <i>DVA</i> 2

θ	: <i>angular displacement</i> sistem utama
ω_n	: frekuensi natural (Hz)
δ	: <i>logaritmik decrement</i>
ξ	: <i>damping ratio</i>
λ	: <i>eigen value</i> (rad ² /s ²)

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1.Latar Belakang

Getaran yang berlebihan dapat menimbulkan masalah atau kerusakan pada suatu struktur seperti pada mesin, bangunan, jembatan, perpipaan, dan *aircraft cabins*. Getaran ini perlu diredam agar tidak mengganggu fungsi dari struktur. Permasalahan mengenai peredaman getaran yang tidak diinginkan ini telah menjadi topik dari beberapa penelitian sehingga beberapa konsep diciptakan untuk menurunkan getaran tersebut. *Vibration damping*, *isolation*, dan *vibration absorption* merupakan konsep yang sering digunakan sebagai dasar dalam peredaman getaran. Konsep energi dari sistem disipasi peredam dan *vibration isolation* menghambat terjadi perambatan getaran, sedangkan *vibration absorber* menyalurkan energi getaran tersebut menuju sistem sekunder [1].

Pengontrolan getaran dengan amplitudo tinggi yang tidak diharapkan pada struktur (plat, *beam*, atau *rod*) dapat dilakukan dengan penambahan mekanisme reduksi getaran secara pasif seperti *Dynamic Vibration Absorber (DVA)*. *DVA* atau yang dikenal dengan *Tuned-Mass Damper (TMD)* [1] terdiri dari sistem massa, pegas, dan peredam yang ditambahkan pada struktur sehingga getaran dapat dihambat. Beberapa penelitian berfokus pada aplikasi dari *absorber* pada sistem eksitasi harmonik dengan frekuensi tunggal. Cunefare et al. mengembangkan jenis *state-switched absorber (SSA)* dengan osilator satu derajat kebebasan dan sebuah pegas yang kekakuannya dapat dianggap sebagai jumlah dari nilai diskrit [2]. *SSA* ini dapat mengontrol *multiple* eksitasi. Holdhusen menggunakan *magneto-rheological frequency* pada *SSA* untuk mengontrol getaran pada sistem kontinu [3]. Modifikasi dari *SSA* ini menghasilkan kemampuan mengontrol getaran dengan rentang frekuensi yang luas lebih efektif dibandingkn *DVA* klasik. Namun, *SSA* ini tidak mudah dalam pengaturan *switching* dalam kasus *multiple* frekuensi eksitasi. Dalam kasus getaran stabil dengan frekuensi eksitasi harmonik *dual*, *SSA* memerlukan perubahan kekakuan dan *switch* terus menerus. Hal ini akan

menurunkan *working life* dari *SSA*. Keterbatasan dari *SSA* ini disempurnakan dengan penelitian Sun [4] yang mengembangkan konsep *dual DVA*. Konsep ini lebih sederhana dengan penempatan dua *DVA* pada sistem utama. Berdasarkan perbandingan *dual DVA* dan *SSA*, performa *dual DVA* sebanding dengan *SSA* dengan kelebihan seperti frekuensi *tuning* yang rendah, proses optimalisasi yang cepat, dan kebutuhan material yang tahan *fatigue* yang rendah. Pengembangan dari *dual DVA* ini masih terbatas pada arah gerak translasi sedangkan dalam kondisi yang lebih kompleks, sistem yang dikontrol getaran dapat mengalami gerakan rotasi.

Berdasarkan penelitian terdahulu, konsep *dual DVA* ini dapat menjadi topik pengembangan *DVA* yang menarik dilihat dari pengaplikasiannya yang lebih sederhana dan kemampuan meredam getaran yang sebanding dengan jenis yang lebih kompleks. Pada penelitian ini akan difokuskan pada studi pengaruh penambahan *dual Dynamic Vibration Absorber (DVA)-independent* terhadap respon getaran translasi dan rotasi pada sistem utama *2-DOF*.

1.2. Perumusan Masalah

Perumusan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh perubahan massa *absorber*, konstanta kekakuan *absorber* dan lengan momen *dual DVA* terhadap respon getaran translasi dan rotasi dari sistem utama?
2. Bagaimana karakteristik getaran dari sistem *2-DOF* tanpa penambahan *DVA* dan dengan penambahan *dual DVA-independent*?

1.3. Tujuan Penelitian

Penelitian ini memiliki beberapa tujuan, yaitu:

1. Memahami pengaruh perubahan massa *absorber*, konstanta kekakuan *absorber* dan lengan momen *dual DVA* terhadap respon getaran translasi dan rotasi dari sistem utama.
2. Menganalisa karakteristik getaran dari sistem *2-DOF* tanpa penambahan *DVA* dan dengan penambahan *dual DVA-independent*.

1.4.Batasan Masalah

Batasan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Gaya eksitasi disebabkan oleh massa *unbalance* yang dipasang pada motor dengan beda fase 90° .
2. Gerakan translasi yang diamati pada sumbu y dari *beam*.
3. Gerakan rotasi terjadi ke arah θ .
4. Sistem utama merupakan sistem tidak terkopel.
5. Massa *absorber* 1 sama dengan massa *absorber* 2 untuk variasi massa yang sama.
6. Jarak pusat gravitasi-*absorber* 1 sama dengan jarak pusat gravitasi-*absorber* 2.

1.5.Manfaat Penelitian

Dari penelitian ini dapat dilakukan pengembangan penggunaan *dual DVA* dalam peredaman getaran dari gerakan translasi dan rotasi. Selain itu, hasil penelitian ini dapat digunakan sebagai acuan pengembangan *DVA* dalam kasus gerakan translasi dan rotasi.

1.6.Kontribusi dan Keterbaruan Penelitian

Kontribusi keilmuan dari penelitian ini adalah sebagai studi referensi penggunaan *dual DVA-independent* pada sistem utama dalam meredam getaran. Selain itu, studi referensi mengenai pengaruh parameter *dual DVA-independent* (jarak pusat massa-*absorber*, massa dan konstanta kekakuan) terhadap peredaman getaran translasi dan rotasi. Pada penelitian terdahulu, analisa getaran mengenai *dual DVA* telah dilakukan pada sistem utama 1-DOF sehingga pada penelitian ini akan dikembangkan pada sistem utama 2-DOF dalam kasus gerakan translasi dan rotasi.

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

2.2.1. Kontrol Getaran

Pada kondisi praktis, getaran dari struktur atau mesin tidak dapat dihilangkan, tetapi hanya dapat dihambat. Beberapa metode digunakan untuk menghambat getaran tersebut, antara lain [5]:

1. Pengontrolan frekuensi natural sistem dengan menghindari resonansi akibat eksitasi eksternal.

Resonansi terjadi ketika frekuensi eksitasi bernilai sama dengan frekuensi natural dari sistem. Hal ini ditunjukkan dengan nilai perpindahan yang besar. Perpindahan yang besar ini menunjukkan adanya regangan dan tegangan yang tidak diharapkan yang akan mengakibatkan kerusakan pada sistem sehingga kondisi resonansi harus dihindari. Dalam beberapa kasus, frekuensi eksitasi tidak dapat dikontrol karena terkait dengan fungsi sistem.

$$\omega_n = \left(\frac{k}{m}\right)^{1/2} \quad (2.1)$$

Berdasarkan persamaan 2.1, nilai frekuensi natural dipengaruhi oleh massa dan konstanta kekakuan. Dalam kondisi praktis, perubahan massa tidak dapat dirubah dengan mudah karena hal ini akan mempengaruhi fungsi sistem. Sebagai contoh, massa *flywheel* pada poros ditentukan oleh jumlah energi yang disimpan pada satu putaran. Oleh karena itu, konstanta kekakuan sistem merupakan faktor yang sering diatur untuk mengubah frekuensi natural. Sebagai contoh, kekakuan *rotating shaft* dapat diubah melalui beberapa parameter, seperti material atau jumlah dan lokasi penyangga (*bearing*).

2. Pencegahan respon sistem yang berlebihan terutama pada kondisi resonansi dengan penggunaan *damping* atau mekanisme penyerapan energi.

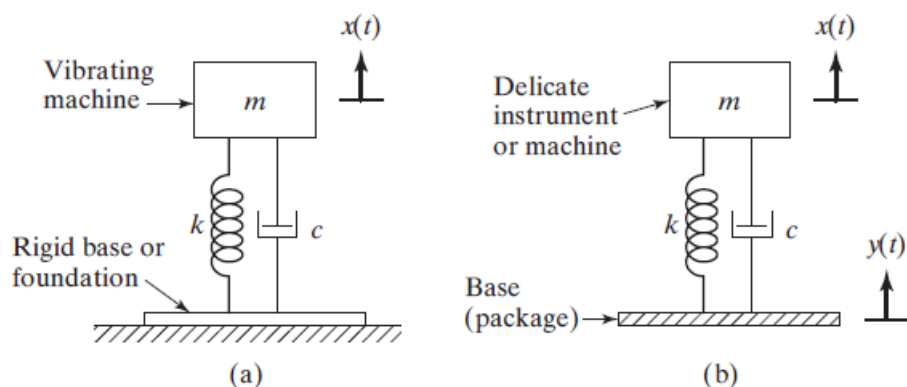
Jika sistem mengalami getaran paksa, respon atau amplitudo getaran cenderung tinggi di dekat resonansi ketika tanpa *damping*. Adanya *damping* membatasi amplitudo getaran. Ketika frekuensi diketahui, resonansi dapat dihindari

dengan mengubah frekuensi natural sistem. Namun, resonansi tidak dapat dihindari untuk semua kondisi operasional. Dalam beberapa kasus, *damping* pada sistem dapat mengontrol respon getaran seperti penggunaan material dengan *internal damping* yang tinggi (besi tuang, atau material yang berstruktur *laminated* atau *sandwich*).

3. Pengurangan transmisi gaya eksitasi dari satu komponen mesin ke komponen lain dengan penggunaan *vibration isolator*.

Vibration isolator merupakan salah satu metode penghambat getaran. Metode ini menggunakan penambahan isolator di antara massa yang bergetar dengan sumber getaran sehingga penurunan respon dinamis sistem dapat dicapai dalam kondisi tertentu. Sistem isolator ini dapat berupa aktif dan pasif berdasarkan adanya daya eksternal pada isolator dalam menjalankan fungsinya. Isolator pasif terdiri dari pegas dan *damping* seperti *metal spring*, *cork*, *felt*, *pneumatic spring*, dan *elastomer* (karet) sedangkan isolator aktif terdiri dari *servomechanism* dengan sensor, *signal processor*, dan aktuator.

Penggunaan *vibration isolator* dapat digunakan pada dua jenis kondisi, yaitu: *base* dari sistem yang bergetar dilindungi terhadap gaya *unbalanced* yang besar dan sistem dilindungi terhadap gerakan dari *base* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.1.

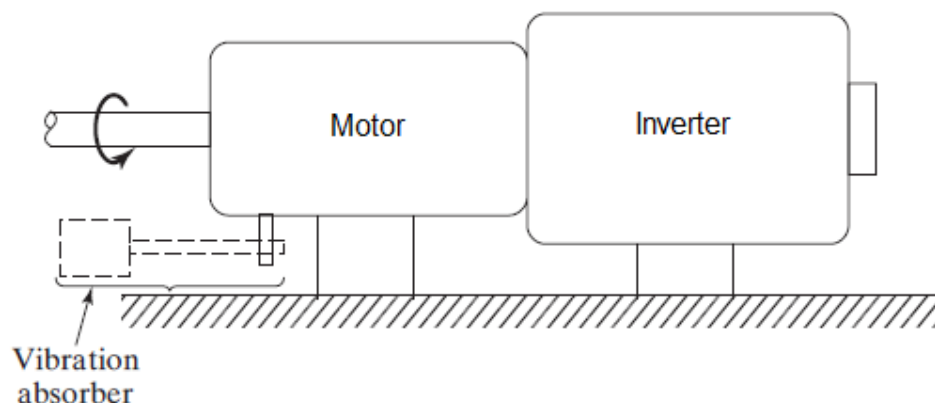


Gambar 2.1 Jenis Penggunaan *Vibration Isolator*: (a) Sistem Utama Dikenakan Gaya Eksitasi dan (b) Sistem Utama Dilindungi dari Gerakan Eksitasi Base [5].

Keefektifan jenis *vibration isolator* ini tergantung dari gaya eksitasi. Isolator yang dirancang untuk mereduksi gaya yang ditransmisikan ke *base* tidak akan efektif jika gangguannya berupa *harmonic unbalanced force*. Hal yang sama juga terjadi ketika isolator yang dirancang mampu menghadapi eksitasi harmonik pada frekuensi tertentu tidak akan efektif untuk frekuensi lain atau jenis eksitasi yang berbeda seperti *step*.

4. Pengurangan respon sistem dengan penggunaan massa tambahan atau *vibration absorber*.

Penyerapan getaran pada umumnya digunakan dalam mesin yang beroperasi pada kecepatan konstan. Hal ini disebabkan pengaturan getaran *absorber* berada pada satu frekuensi tertentu dan efektif pada rentang frekuensi yang relatif sempit. *Absorber* ini diaplikasikan pada alat dengan gerak maju mundur (*sanders*, gergaji), dan *compactor* yang berjalan pada kecepatan konstan (untuk meminimalkan konsumsi bahan bakar). Dalam sistem ini, penyerap getaran membantu menyeimbangkan kekuatan gerak maju mundur (*reciprocating*) sehingga alat tersebut dapat dihambat atau dikontrol. Pada kasus tertentu, peredam getaran dinamis dalam bentuk perangkat berbentuk beban digantung pada motor untuk mengurangi dampak getaran yang diterima oleh motor seperti pada Gambar 2.2.



Gambar 2.2 Mekanisme DVA pada Motor [5].

2.2.2. Dynamic Vibration Absorber (DVA)

Dynamic Vibration Absorber (DVA) merupakan salah satu penerapan teknologi dalam bidang getaran mekanik. *Dynamic Vibration Absorber (DVA)* ini didesain memiliki frekuensi natural sama dengan frekuensi getaran yang tidak diinginkan dari sistem utama. Pada umumnya, *DVA* merupakan peralatan pasif pengontrol getaran yang banyak digunakan. Ketika sebuah sistem utama diberikan eksitasi harmonik pada sebuah frekuensi konstan, respon sistem dapat diredam dengan penambahan sistem sekunder massa-pegas atau *DVA*. Berdasarkan perkembangannya, *DVA* ini dapat dikelompokkan dalam 3 kategori, yaitu: pasif, adaptif, dan aktif [6].

2.2.2.1. DVA Pasif

DVA pasif adalah sistem tambahan massa, pegas, dan *damping* yang diletakkan pada sistem utama untuk mereduksi getaran. Konsep *DVA* pasif ini diperkenalkan oleh Watt [7] ketika perancangan metode untuk mereduksi efek *rolling* pada kapal. Namun, desain praktis *DVA* diperkenalkan oleh Frahm [8] pada tahun 1902. Dia mendesain sistem tanki fluida untuk mereduksi efek *rolling* pada kapal. Dalam rancangannya, redaman masih diabaikan pada sistem utama dan *absorber*. Penggunaan *undamped DVA* ini mampu mengubah amplitudo dari sistem utama menjadi nol pada frekuensi tertentu. Penerapan *DVA* ini memiliki beberapa kelebihan, antara lain: pemasangan yang mudah, rancangan yang sederhana, dan efektif terhadap getaran yang memiliki rentang frekuensi yang sempit. *DVA* ini dipilih dengan pertimbangan bahwa sistem memiliki anti-resonansi pada frekuensi yang diharapkan. Pengaplikasian *undamped DVA* menghasilkan kemampuan menghambat getaran yang baik pada frekuensi desain yang spesifik. Hal ini hanya efektif jika frekuensi eksitasi konstan. Kelemahan dari *undamped DVA* adalah jika frekuensi eksitasi berubah-ubah, respon kombinasi sistem-*absorber* dapat lebih tinggi dibandingkan sistem. Dari kelemahan tersebut, Ormondroyd dan Den Hartog [9] memperbaiki konsep *undamped DVA* dengan penggunaan *damped DVA* yang dipasang pada sistem. Hasil dari modifikasi *DVA* ini mampu meredam getaran sistem secara efektif pada rentang frekuensi yang panjang dengan mereduksi respon

pada kedua frekuensi natural dari kombinasi sistem-*absorber*. Namun, respon pada frekuensi natural sistem tidak dapat direduksi menjadi nol.

2.2.2.2. DVA Adaptif

Penggunaan *DVA* pasif dapat bekerja efektif ketika pemilihan *tuning* dan *damping* sesuai dengan kondisi operasional. Dalam kondisi yang sering berubah terhadap waktu, *DVA* pasif dapat mengalami *mistuned* dalam mereduksi getaran. Pada beberapa kasus, *DVA* yang mengalami *mistuned* dapat meningkatkan getaran pada sistem. Hal ini membuat beberapa penelitian tertarik terhadap pengembangan *DVA* dengan parameter yang mudah diatur dan dikontrol. Perkembangan penelitian jenis *DVA* ini diawali dengan penelitian terhadap *DVA* jenis semi-aktif atau dikenal sebagai *DVA* adaptif. *DVA* adaptif merupakan jenis *DVA* dengan parameter-parameter yang dapat diatur dengan mudah. Oleh karena itu, penelitian terkait parameter tersebut telah banyak dilakukan, antara lain penggunaan *smart material* seperti *piezoelectric ceramic* yang dilakukan Blaszkiewics [10], penggunaan pegas daun yang dikontrol dengan motor step untuk melakukan *tuning* frekuensi resonansi pada penelitian Wang et al [11]. Dari penelitian terhadap *DVA* adaptif ini, ditemukan permasalahan dalam pengontrolan getaran terletak pada penentuan konstanta kekakuan dari *DVA*. Ide mengenai *DVA* adaptif ini sederhana. Namun, ini cukup menjadi tantangan terhadap desain dengan penggunaan teknologi konvensional untuk membuat perangkat adaptif yang praktis dengan batasan berat, ukuran, dan biaya. Desain *DVA* adaptif ini cukup rumit dalam beberapa komponen mekanik dan elektirk sehingga masalah kehandalan dan *maintainability* menjadi masalah penting. Hal ini yang menjadi salah satu alasan *DVA* adaptif tidak dapat digunakan secara luas seperti pada *DVA* pasif. Desain *DVA adaptif* yang melibatkan komponen mekanik dan elektrik yang banyak juga akan membatasi rentang *tuning* pada frekuensi resonansi alat dan kecepatan *tuning*. Salah satu kontribusi perkembangan *DVA* adaptif ini adalah penggunaan *smart material* yang memiliki respon stimulus terhadap perubahan konstanta kekakuan. Jika *smart material* digunakan, desain *DVA* ini dapat menjadi lebih kompak, ringan, efektif dan handal.

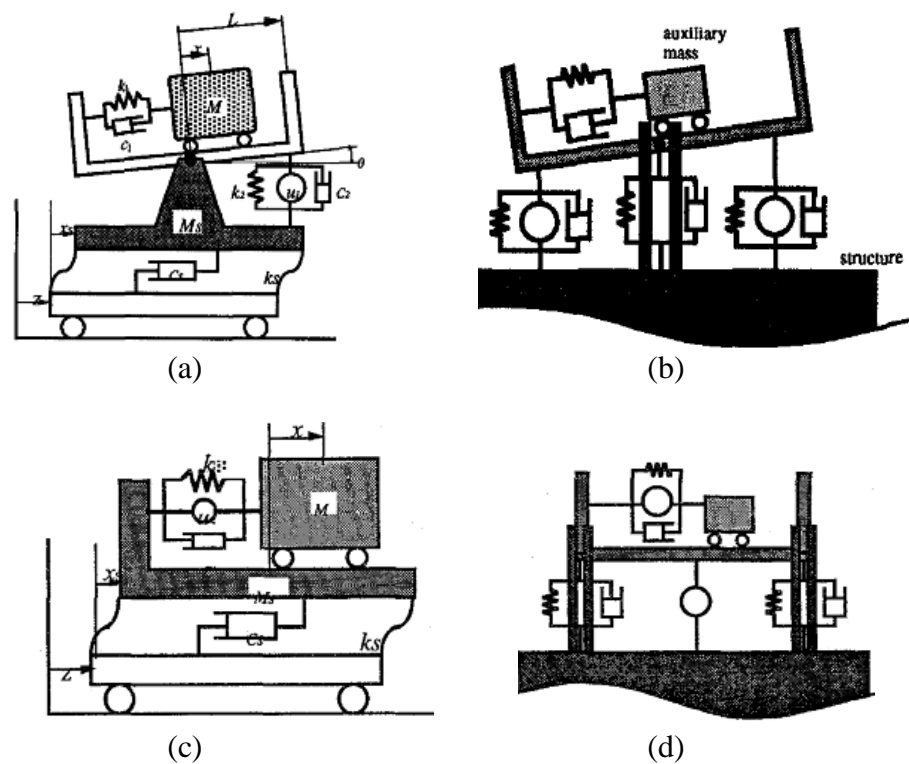
2.2.2.3. DVA Aktif

Jenis DVA aktif muncul karena keterbatasan yang ada pada DVA pasif dan adaptif. Secara umum, DVA aktif terdiri dari elemen aktif yang disusun paralel terhadap elemen resilien untuk mendukung massa tambahan. Elemen aktif ini menghasilkan gaya aksi pada massa tambahan. Kelebihan DVA aktif ini adalah daerah frekuensi yang tereduksi lebih lebar dan kemampuan kontrol yang tinggi. DVA aktif harus memiliki *controller* untuk mengatur arus atau voltase yang masuk. Hal ini merupakan bagian dari DVA aktif. Dalam kondisi tertentu, DVA aktif dapat dilihat sebagai aktuator dengan mekanisme *tuning* pasif untuk meningkatkan efisiensi keluaran pada frekuensi resonansi sehingga DVA lebih tepat dianggap sebagai aktuator daripada *absorber* konvensional. Dalam sudut pandang lain, DVA aktif dapat dilihat sebagai *tuned absorber* dengan elemen gaya aktif untuk performa tambahan. Ketika elemen aktif atau *controller* mengalami kegagalan, DVA ini masih dapat berfungsi sebagai *absorber* pasif. Dalam hal ini, pengurangan getaran pada DVA aktif yang mengalami kegagalan sama seperti *absorber* ketika berada dalam kondisi pasif. Oleh karena ini, DVA aktif dapat dianggap sebagai *fail-safe passive-active vibration control device*. Salah satu perkembangan DVA aktif adalah *hybrid DVA*. Fujita et al [12] melakukan penelitian pada *hybrid DVA*. Dalam desainnya, DVA memiliki 2 mode operasi, yaitu mode aktif dan pasif. Dalam penerapan mode ini, mode aktif digunakan untuk mengontrol getaran yang relatif kecil pada bangunan yang disebabkan oleh angin dan gempa ringan sementara mode pasif digunakan untuk mengontrol eksitasi gempa yang kuat. *Hybrid DVA* ini juga dikembangkan oleh Nishimura [13], dimana DVA aktif yang berukuran kecil dipasang pada DVA pasif yang berukuran besar. Dari penelitian tersebut, diperoleh bahwa kelebihan *hybrid DVA* ini adalah kemampuan *controller* mempertahankan performa terhadap gangguan dengan tetap mempertimbangkan variasi parameter *absorber* dan sistem.

2.2.2.4. Model DVA pada Beberapa Kasus

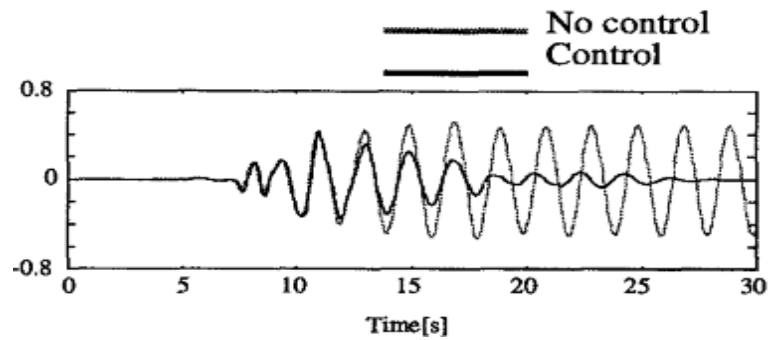
Yoshida [14] membahas tentang penggunaan DVA dalam mereduksi getaran arah vertikal dan horizontal pada bangunan bertingkat yang mengalami gempa. Dalam penelitiannya, Kazuo menggunakan beberapa model DVA aktif dan

pasif. Model tersebut diantaranya adalah: *seesaw type active dynamic vibration absorber* (SADVA) seperti pada Gambar 2.3(a dan b), *hybrid active dynamic vibration absorber* (HADVA) seperti pada Gambar 2.3(c dan d) dan *tuned mass damper* (TMD) yang merupakan *absorber* pasif. SADVA merupakan DVA aktif yang tersusun dari *frame* yang dapat menahan gerakan vertikal dan rotasi sehingga dapat digunakan untuk mengontrol respon getaran arah vertikal dan horizontal dari struktur.



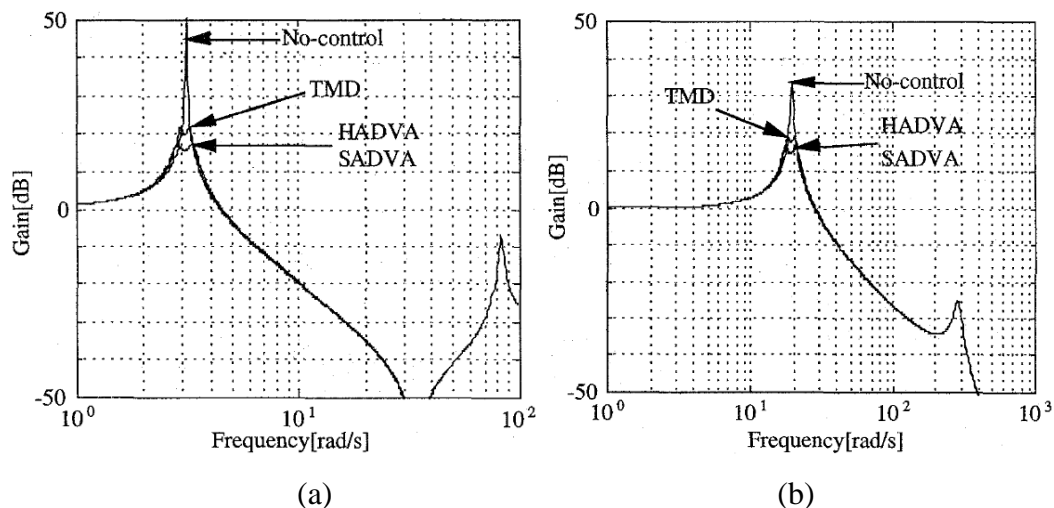
Gambar 2.3 Model SADVA: (a) Model Umum dan (b) Model Modifikasi untuk Menahan Gaya Vertikal dan Horizontal dan Model HADVA: (c) Model Umum dan (d) Model Modifikasi untuk Menahan Gaya Vertikal dan Horizontal [14]

Dari grafik respon hasil penelitian yang diperoleh oleh Yoshida menunjukkan bahwa dengan penambahan *dynamic absorber* maka besar respons getaran menjadi lebih kecil (Gambar 2.4).



Gambar 2.4 Grafik respon getaran pada penelitian Kazuo[14]

Berdasarkan Gambar 2.5 terlihat bahwa *HADVA* dan *SADVA* mampu memberikan efek redaman yang lebih baik daripada *TMD*. Meskipun respons *TMD* tidak sebaik *HADVA* dan *SADVA* dalam meredam getaran, konstruksi *TMD* lebih sederhana dan lebih murah bila dibandingkan dengan yang lainnya. Hal ini menunjukkan bahwa setiap tipe dari *DVA* akan memberikan efek peredaman yang berbeda-beda dan bergantung pada pengaplikasiannya.

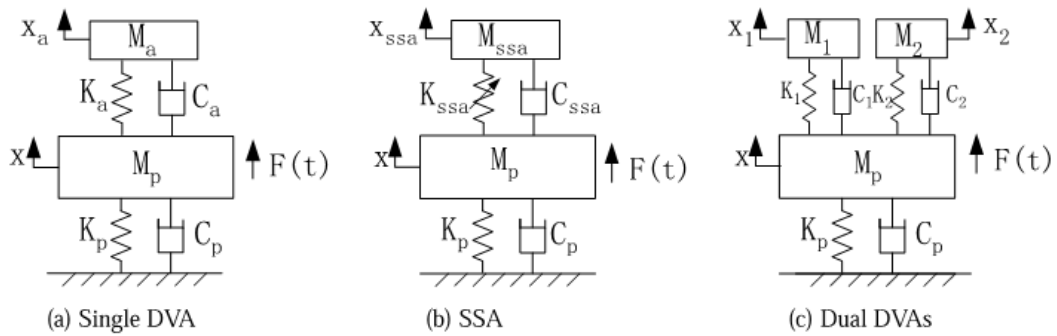


Gambar 2.5 Grafik Transmisibilitas pada Penelitian Kazuo: (a) Vertikal dan (b) Horizontal [14]

Dalam penelitian Yoshida ini, perbedaan amplitudo getaran dengan penggunaan *DVA* pasif tidak terlalu signifikan terhadap amplitudo getaran dengan

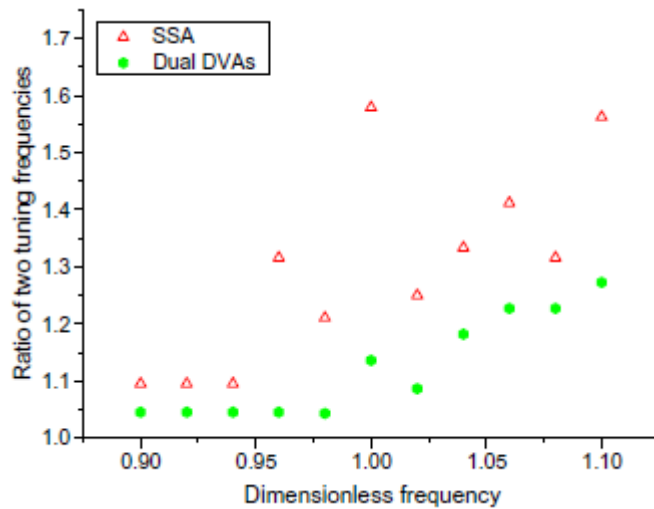
penggunaan *HADVA* dan *SADVA*. Hal ini menunjukkan adanya kemungkinan respon *DVA* pasif sama dengan respon *HADVA* dan *SADVA* dengan penggunaan parameter-parameter yang tepat.

Sun et. all [4] juga melakukan penelitian mengenai model *DVA* untuk mengontrol *multi-frequency harmonic excitation*. Sun melakukan perbandingan penggunaan *dual DVA* dan *State-Switched Absorber (SSA)* seperti pada Gambar 2.6. Rasio massa *SSA* dan massa total *dual DVA* yang digunakan sebesar 10% dari massa sistem utama dengan *damping ratio* 5% untuk *SSA* dan 2,5% untuk *dual DVA*. Selain itu, frekuensi eksitasi dan resonansi merupakan dinormalisasi dengan frekuensi natural dari sistem.



Gambar 2.6 (a) *Single DVA*, (b) *SSA*, dan (c) *Dual DVA* [4]

Pada penelitian tersebut, nilai dua frekuensi *tuning* *SSA* dibandingkan dengan *dual DVA* seperti pada Gambar 2.6. Berdasarkan Gambar 2.6, rasio dua frekuensi *tuning* *SSA* berfluktuasi terhadap *dimensionless frequency* dan lebih besar dibandingkan *dual DVA*. Fluktuasi yang besar ini menunjukkan frekuensi *tuning* *SSA* lebih sensitif terhadap frekuensi eksitasi. Untuk jenis *DVA* adaptif dengan pengaturan konstanta kekakuan seperti *SSA*, rasio frekuensi *tuning* yang semakin besar mengakibatkan sifat *smart material* pada *absorber* harus mampu digunakan pada rentang yang lebih luas. Oleh karena itu, penggunaan *dual DVA* dapat diaplikasikan dengan mudah.



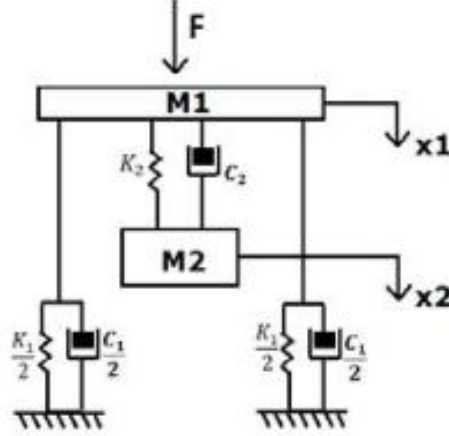
Gambar 2.7 Rasio Dua Frekuensi *Tuning* pada SSA dan *dual DVA* [4]

Hasil dari penelitian tersebut diperoleh *dual DVA* memiliki performa yang sama seperti SSA dengan beberapa kelebihan dibandingkan SSA yaitu rasio frekuensi tuning yang lebih rendah, dan pertimbangan sifat material *anti-fatigue* yang rendah. Dari hasil penelitian Sun[4], memberikan gambaran batasan dalam penggunaan SSA. Jika material yang digunakan untuk kekakuan memiliki performa yang cukup tinggi, SSA merupakan pilihan yang tepat pada eksitasi harmonik.

Penggunaan *dual DVA* juga diteliti oleh Sheth et. all [15]. Dalam penelitian ini, analisa eksperimen dilakukan pada *dual DVA* untuk mereduksi getaran pada *slab breaker machine* dengan rasio massa 0,083. Penggunaan *dual DVA* ini dioptimalkan dengan melakukan variasi lokasi penempatan massa *absorber*. Hasil dari eksperimen tersebut diperoleh penempatan *dual DVA* berjarak 4 cm dari pusat gravitasi sistem menghasilkan penurunan amplitudo getaran maksimum sebesar 37%. Dari penelitian Sheth et. all [15], mengindikasikan bahwa perubahan posisi peletakan massa *absorber* mampu mereduksi getaran dari sistem utama. Oleh karena itu, posisi massa *absorber* merupakan faktor yang perlu dipertimbangkan dalam penerapan *dual DVA*.

Pengembangan *dynamic vibration absorber* juga diterapkan dalam menangani kasus peredaman mesin rotasi, seperti pada penelitian Fitri dan Susatio

[16]. Dalam penelitian tersebut, pemasangan *DVA* diletakkan di bawah sistem utama kemudian dibuat pemodelan matematisnya seperti Gambar 2.8.



Gambar 2.8 Model Dinamis Sistem dengan Penambahan *DVA* [16]

Berdasarkan model dinamis, persamaan matematis dapat dinyatakan sebagai berikut :

Untuk m_1

$$M_1 \frac{d^2}{dt^2} x_{1(t)} + c_2 \left(\frac{d}{dt} x_{1(t)} - \frac{d}{dt} x_{2(t)} \right) + k_2 (x_{1(t)} - x_{2(t)}) + 2 \left(\frac{c_1}{2} \frac{d}{dt} x_{1(t)} \right) + 2 \left(\frac{k_1}{2} x_{1(t)} \right) = F_{(t)} \quad (2.2)$$

Untuk m_2

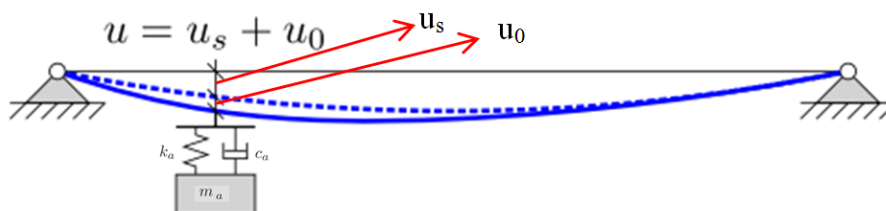
$$M_2 \frac{d^2}{dt^2} x_{2(t)} + c_2 \left(\frac{d}{dt} x_{2(t)} - \frac{d}{dt} x_{1(t)} \right) + k_2 (x_{2(t)} - x_{1(t)}) = 0 \quad (2.3)$$

Nilai massa, pegas, dan *damper* pada sistem utama sudah ditentukan berturut-turut yaitu 1567,69 kg; 35000 N/m dan 2700 Ns/m. Proses simulasi sistem ini dilakukan untuk memperoleh respon dengan variasi nilai massa (783,845; 627,076; 470,307; 313,538; dan 156,769 kg) pada *DVA*. Berdasarkan variasi nilai massa *absorber*, massa 783,845 kg mampu meredam getaran sebesar 17,6% untuk *max overshoot* dan 62,8% untuk *min overshoot*. Simulasi dilakukan kembali dengan massa 783,845 kg dan variasi nilai konstanta kekakuan (k_2) yaitu 5000; 10000; 15000; 20000; 25000; 30000; 35000; 40000; 45000; 50000; 55000; 60000; 65000; dan 70000 N/m. Berdasarkan variasi nilai konstanta kekakuan (k_2), pemilihan nilai k_2 yang terbaik berada antara 5000-65000 N/m. Kemudian simulasi dilakukan

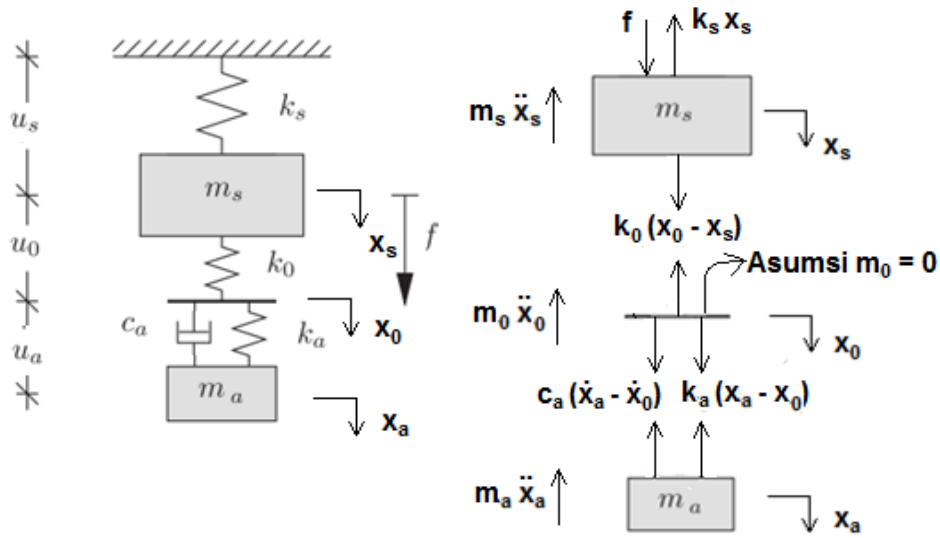
dengan memvariasikan *damper DVA* (c_2). Dari hasil simulasi didapatkan nilai parameter DVA terbaik yang mampu meredam getaran mesin rotasi ini yaitu massa 783,845 kg; pegas 10000 N/m dan *damper* 2000 Ns/m. DVA ini mampu meredam getaran sebesar 16,6% untuk *max overshoot* dan 65,5% untuk *min overshoot*.

Dari penelitian Fitri dan Susantio [16], hasil penurunan getaran rasio massa 0,5 lebih menghasilkan penurunan yang lebih besar pada *min overshoot* jika dibandingkan hasil penurunan getaran Sheth et al [15]. Namun, penurunan getaran untuk *max overshoot* lebih rendah daripada hasil penelitian Sheth et al [15]. Kondisi ini menunjukkan bahwa rasio massa juga berpengaruh pada penggunaan DVA. Selain itu, pengembangan *dual DVA* dengan rasio massa yang lebih besar dari penelitian Sheth et al [15] dapat menghasilkan penurunan getaran yang lebih besar daripada *single DVA*.

Pengembangan model dasar dari *dynamic absorber* pada umumnya dilakukan dengan asumsi massa struktur terpusat. Namun, pada pengaplikasiannya digunakan sistem struktur *beam* yang fleksibel. Pada struktur *beam* fleksibel, *absorber* akan mengalami gerakan akibat mode resonansi dan gerakan yang berasal dari mode frekuensi yang lebih tinggi. Sistem tersebut akan mengalami perpindahan total sebesar u yang terdiri dari perpindahan pada struktur u_s dan perpindahan u_0 dari mode *non-resonant* (Gambar 2.9a). Dengan demikian perpindahan total yang dialami oleh *absorber* akan menjadi lebih besar. Permodelan dinamis dilakukan untuk mempermudah dalam penyelesaian matematis seperti pada Gambar 2.9b. Penambahan k_0 pada model dinamis ini mewakili fleksibilitas dari mode *non-resonant*.



(a) kondisi fisik



(b) free body diagram

Gambar 2.9 Penambahan DVA pada struktur fleksibel [17]

Berdasarkan model dinamis, persamaan matematis dapat dinyatakan sebagai berikut :

Untuk m_s

$$m_s \ddot{x}_s + k_s x_s = f + k_0(x_0 - x_s)$$

$$m_s \ddot{x}_s + k_s x_s + k_0(x_s - x_0) = f \quad (2.4)$$

Untuk m_0 (diasumsikan nilai $m_0=0$)

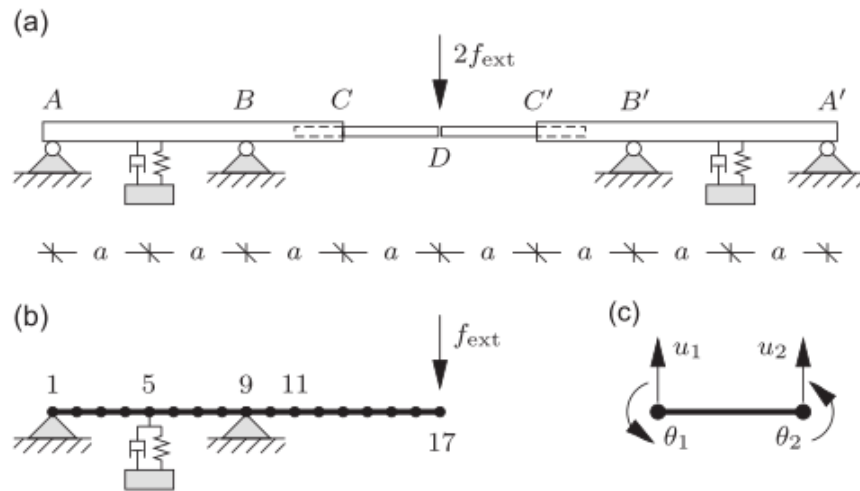
$$k_0(x_0 - x_s) = c_a(\dot{x}_a - \dot{x}_0) + k_a(x_a - x_0)$$

$$c_a(\dot{x}_0 - \dot{x}_a) + k_a(x_0 - x_a) + k_0(x_0 - x_s) = 0 \quad (2.5)$$

Untuk m

$$m_a \ddot{x}_a + c_a(\dot{x}_a - \dot{x}_0) + k_a(x_a - x_0) = 0 \quad (2.6)$$

Krenk [17] juga menganalisa tentang efek dari penggunaan *dynamic absorber* pada sebuah struktur yang fleksibel. Dalam penelitian tersebut, pemodelan pada beberapa struktur fleksibel dilakukan, salah satunya adalah pemodelan jembatan penyebrangan dengan beberapa tumpuan seperti pada Gambar 2.1010.

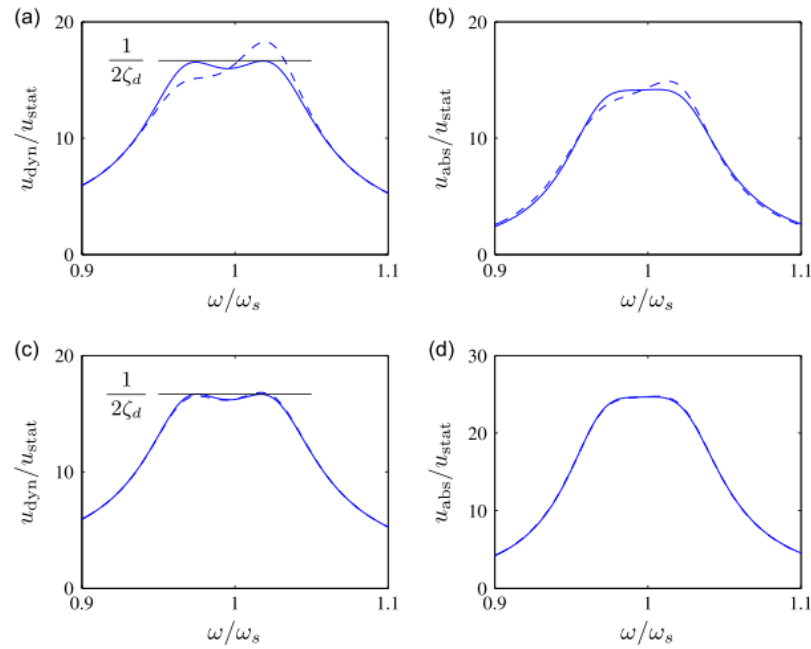


Gambar 2.10 Jembatan Penyebrangan Tiga Bentangan Simetris dengan Bagian Tengah CC' yang dapat Bergerak [17]

Pada Gambar 2.1010, jembatan tiga bentangan terdiri dari 3 bagian, bagian sisi (*side-span*) dan bagian tengah (*center-span*), dimana bagian tengah ini memiliki panjang dua kali dibandingkan bagian sisi. Bagian tengah terdiri dari dua bagian yang dapat ditarik yang bertemu di tengah. Akibat mekanisme kerja dari jembatan dan ketersediaan ruangan pada bagian yang ditarik, posisi peletakan *absorber* yang memungkinkan adalah pada bagian sisi. Dalam hal ini, dua *absorber* secara simetris diletakkan pada bagian sisi kanan dan kiri sehingga analisa dapat diwakilkan dengan pemodelan pada sisi kiri dan menggunakan 16 elemen *beam* seperti pada Gambar 2.1010 b,c.

Pada penelitian Krenk diperoleh grafik amplitudo pada ujung-ujung bagian dari *beam* (Gambar 2.1111a, c) dan gerakan relatif peredam (Gambar 2.1111b,d) untuk *damping ratio* = 0,03. Pada Gambar 2.1111 a dan b *absorber* diletakkan pada node 5 (*side-span*), sedangkan pada Gambar 2.1111 c dan d *absorber* diletakkan pada node 11 (*center-span*). Dari grafik tersebut, nilai amplitudo perpindahan *absorber* pada *side-span* lebih besar dibandingkan sistem saat resonansi (rasio frekuensi=1). Kondisi berbeda pada *center-span*, dimana nilai amplitudo perpindahan *absorber* sama dengan perpindahan sistem saat resonansi. Hal ini

menunjukkan bahwa penambahan *absorber* pada *side-span* mampu meredam getaran sistem utama.

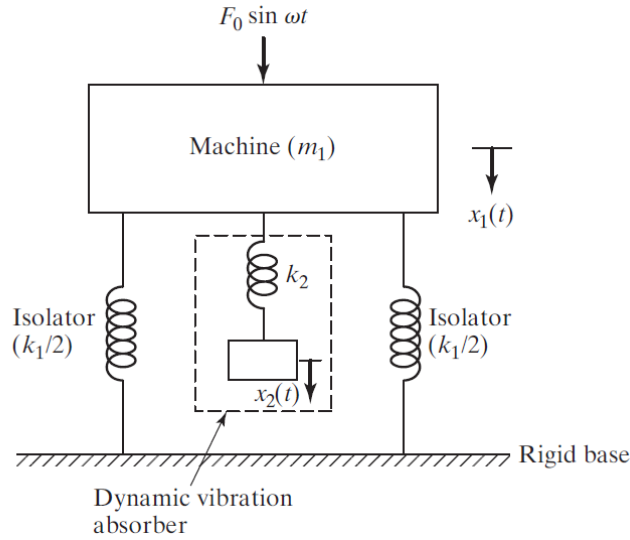


Gambar 2.11 Grafik Hasil Penelitian yang Diperoleh oleh Krenk [17]

Jika dilihat dari kelebihanannya, penggunaan *DVA* pasif lebih sederhana dan praktis dibandingkan *DVA* adaptif dan aktif. Salah satu modifikasi dari *DVA* adalah *dual DVA*, dimana dua *single DVA* dengan jarak tertentu diletakkan pada sistem utama. Pada penelitian jenis *DVA* ini, sistem utama secara umum digambarkan sebagai *beam* yang ditumpu di kedua ujung, dimana sistem utama diasumsikan memiliki 1-*DOF*. Namun, penggunaan *beam* sebagai sistem utama juga menimbulkan efek rotasi terhadap sistem. Oleh karena itu, penggunaan *dual DVA* perlu dikembangkan lebih lanjut pada kasus peredaman getaran sistem utama arah translasi dan rotasi.

2.2.3. Undamped Dynamic Vibration Absorber

Ketika massa m_2 dengan konstanta kekakuan k_2 dihubungkan ke sebuah mesin dengan massa m_1 , sistem memiliki 2 *DOF* seperti terlihat pada Gambar 2.122.



Gambar 2.12 *Undamped Dynamic Vibration Absorber* [5]

Persamaan gerak antara m_1 dan m_2 dapat dilihat pada persamaan berikut:

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.7)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0 \quad (2.8)$$

Dengan asumsi penyelesaian harmonik,

$$x_j(t) = X_j \sin \omega t, \quad j = 1, 2$$

Amplitudo *steady state* dari m_1 dan m_2 diperoleh sebagai berikut:

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.9)$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.10)$$

Pengurangan amplitudo dari mesin (X_1) menjadi hal yang penting dalam meredam getaran. Numerator dari persamaan 2.9 harus bernilai nol untuk mendapatkan amplitudo mesin bernilai nol sehingga persamaan menjadi,

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2}. \quad (2.11)$$

Ketika mesin tanpa penambahan *DVA* beroperasi di dekat daerah resonansi, maka frekuensi natural menjadi $\omega^2 \approx \omega_1^2 = k_1/m_1$. Oleh karena itu, *absorber* didesain memiliki frekuensi natural yang sama dengan frekuensi natural mesin sehingga persamaan 2.11 menjadi,

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \quad (2.12)$$

Ketika pengoperasian pada frekuensi resonansi, amplitudo getaran mesin akan menjadi nol dengan mendefinisikan,

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1}, \quad \omega_1 = \left(\frac{k_1}{m_1} \right)^{1/2}$$

sebagai frekuensi natural dari mesin atau sistem utama, dan

$$\omega_2 = \left(\frac{k_2}{m_2} \right)^{1/2} \quad (2.13)$$

sebagai frekuensi natural dari *absorber* atau sistem tambahan. Persamaan 2.9 dan 2.10 dapat ditulis sebagai berikut,

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1} \right)^2 \right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^2 \right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.14)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1} \right)^2 \right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^2 \right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.15)$$

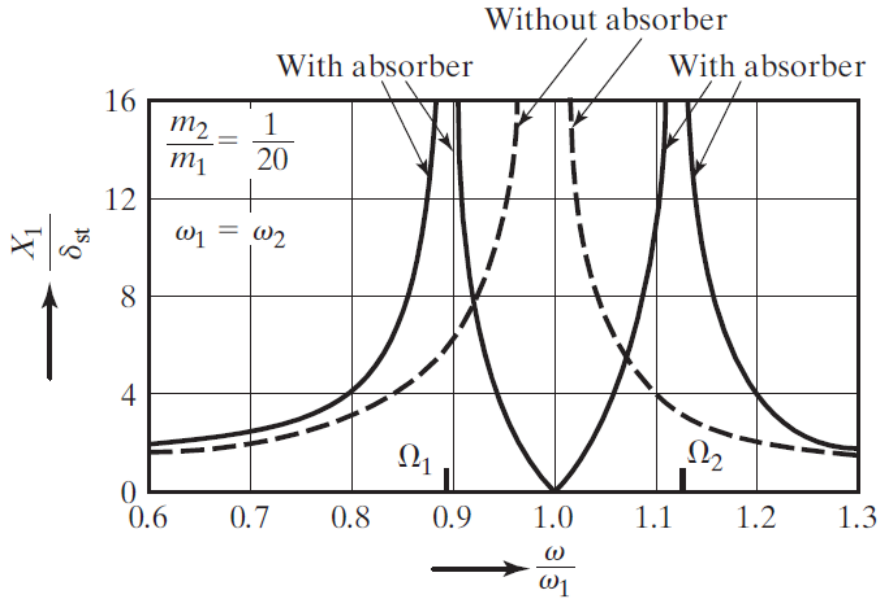
Variasi dari amplitudo mesin (X_1/δ_{st}) dengan kecepatan mesin (ω/ω_1) ditunjukkan pada gambar 2.12. Ketika $X_1=0$ pada $\omega=\omega_1$, nilai X_2 menjadi,

$$X_2 = -\frac{k_1}{k_2} \delta_{st} = -\frac{F_0}{k_2} \quad (2.16)$$

Hal ini menunjukkan bahwa gaya pegas berlawanan dengan gaya eksitasi dan berusaha untuk meniadakan gaya eksitasi sehingga X_1 berkurang menjadi nol. Ukuran dari *DVA* didapatkan dari persamaan 2.16 dan 2.12,

$$k_2 X_2 = m_2 \omega^2 X_2 = -F_0 \quad (2.17)$$

sehingga nilai dari k_2 dan m_2 tergantung pada nilai X_2 .



Gambar 2.13 Pengaruh dari *Undamped Vibration Absorber* pada Mesin [5]

Pada Gambar 2.133, penambahan *DVA* menambahkan dua frekuensi resonansi Ω_1 dan Ω_2 pada respon mesin, dimana amplitudo dari mesin tidak terhingga. Dalam praktis, frekuensi operasional ω harus berada jauh dari frekuensi Ω_1 dan Ω_2 . Nilai dari Ω_1 dan Ω_2 dapat diperoleh dengan membuat denominator persamaan 2.14 menjadi nol, dimana

$$\frac{k_2}{k_1} = \frac{k_2}{k_1} \frac{m_2}{m_1} \frac{m_1}{k_1} = \frac{m_2}{m_1} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \quad (2.18)$$

sehingga persamaan 2.14 menjadi,

$$\left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^4 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 - \left(\frac{\omega}{\omega_2} \right)^2 \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] + 1 = 0 \quad (2.19)$$

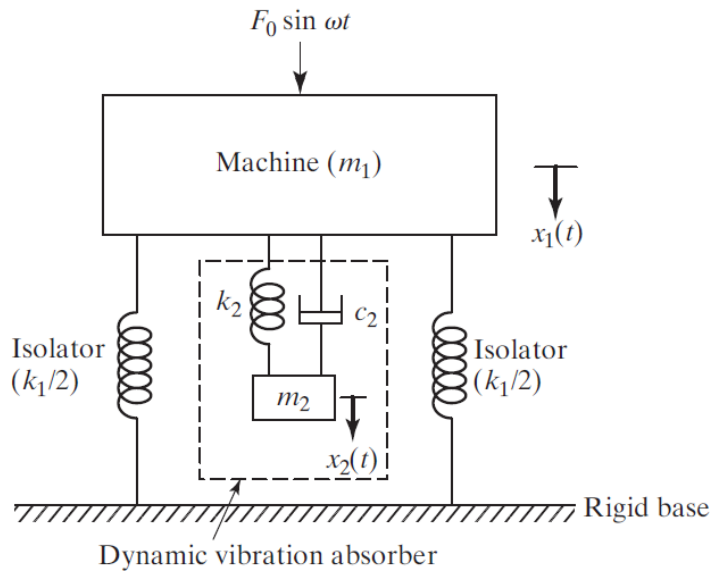
Akar dari persamaan 2.19 menjadi,

$$\left. \begin{matrix} \left(\frac{\Omega_1}{\omega_2} \right)^2 \\ \left(\frac{\Omega_2}{\omega_2} \right)^2 \end{matrix} \right\} = \frac{\left\{ \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] \mp \left\{ \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right]^2 - 4 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right\}^{1/2} \right\}}{2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2} \quad (2.20)$$

dimana persamaan 2.20 merupakan fungsi dari (m_2/m_1) dan (ω_2/ω_1) [4].

2.2.4. Damped Dynamic Vibration Absorber

Jenis *undamped DVA* menghilangkan puncak resonansi pada kondisi tanpa *DVA* dalam grafik respon dari mesin tetapi dua puncak baru muncul sehingga mesin mengalami amplitudo yang besar saat puncak pertama selama *start-up* dan *stopping*. Amplitudo mesin dapat dikurangi dengan menambahkan *damped vibration absorber* seperti pada Gambar 2.144.



Gambar 2.14 Damped Dynamic Vibration Absorber [5]

Persamaan gerak dari kedua massa tersebut adalah sebagai berikut:

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.21)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (2.22)$$

dengan asumsi penyelesaian menjadi,

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}, \quad j = 1, 2$$

Penyelesaian *steady state* dari persamaan 2.21 dan 2.22 menjadi,

$$X_1 = \frac{F_0(k_2 - m_2 \omega^2 + i c_2 \omega)}{[(k_1 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - m_2 k_2 \omega^2] + i \omega c_2 (k_1 - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2)} \quad (2.23)$$

$$X_2 = \frac{X_1(k_2 + i \omega c_2)}{(k_2 - m_2 \omega^2 + i \omega c_2)} \quad (2.24)$$

dimana :

$\mu = m_2/m_1 = \text{Mass ratio} = \text{Absorber mass} / \text{main mass}$

$\delta_{st} = F_0/k_1 = \text{Static deflection of the system}$

$\omega_a^2 = k_2/m_2 = \text{Square of natural frequency of the absorber}$

$\omega_n^2 = k_1/m_1 = \text{Square of natural frequency of main mass}$

$f = \omega_a/\omega_n = \text{Ratio of natural frequencies}$

$g = \omega/\omega_n = \text{Forced frequency ratio}$

$c_c = 2m_2\omega_n = \text{Critical damping constant}$

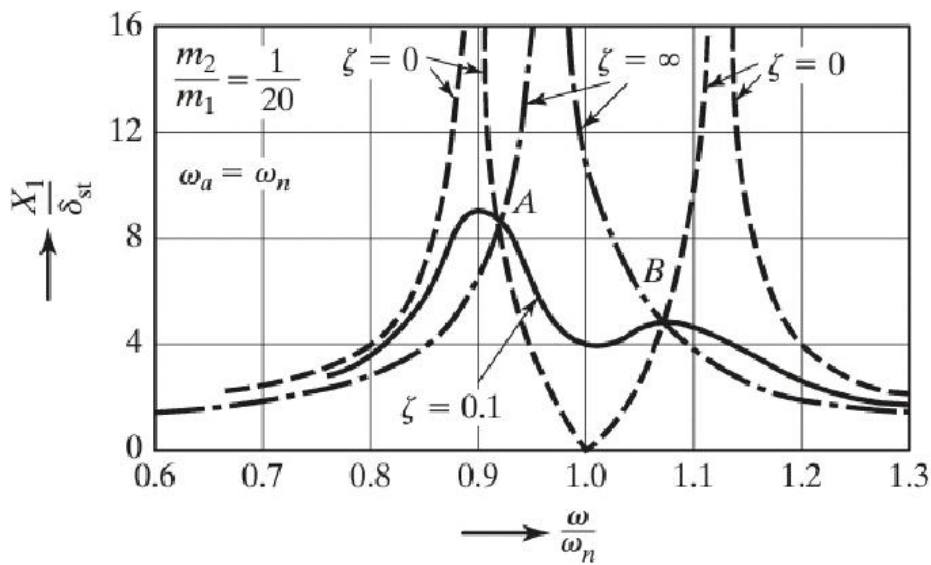
$\zeta = c_2/c_c = \text{Damping ratio}$

Nilai X_1 dan X_2 adalah,

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2(g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \quad (2.25)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2(g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \quad (2.26)$$

Persamaan 2.24 menunjukkan nilai amplitudo getaran dari massa utama merupakan fungsi dari μ , f , g , dan ζ . Grafik $\left| \frac{X_1}{\delta_{st}} \right|$ terhadap *forced frequency ratio* $g = \omega/\omega_n$ ditunjukkan pada Gambar 2.155 dengan $f=1$, $\mu = 1/20$ dan variasi nilai ζ [5].



Gambar 2.15 Pengaruh *Damped Vibration Absorber* pada Mesin [5]

Jika redaman sama dengan nol ($c_2=\zeta=0$), maka resonansi terjadi pada dua frekuensi resonansi tak teredam dari system. Hal ini ditunjukkan pada Gambar 2.15. Ketika redaman menjadi tidak terhingga ($\zeta=\infty$), kedua massa, m_1 dan m_2 , bekerja bersamaan, dan sistem seolah-olah menjadi 1-DOF dengan massa $(m_1+m_2)=(21/20)m$ dan kekakuannya k_1 . Dalam kasus ini, resonansi terjadi dengan $X_1 \rightarrow \infty$ pada,

$$g = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{1}{\sqrt{1+\mu}} = 0.975 \quad (2.27)$$

sehingga puncak X_1 menjadi tak terhingga untuk $c_2 = 0$ dan $c_2 = \infty$. Pada daerah di antara batas atas dan bawah, puncak X_1 bernilai minimum.

2.2.5. Koordinat Terkoppel dan Koordinat Utama

Istilah terkoppel digunakan dalam analisa getaran untuk menunjukkan adanya hubungan antara persamaan gerak. Pada umumnya, sistem n -dof memerlukan n koordinat bebas untuk menjelaskan konfigurasinya. Hal ini memungkinkan untuk memperoleh n koordinat lain untuk menjelaskan konfigurasi sistem yang sama yang disebut koordinat umum.

Persamaan gerak diferensial secara umum untuk sistem 2-dof memiliki bentuk sebagai berikut:

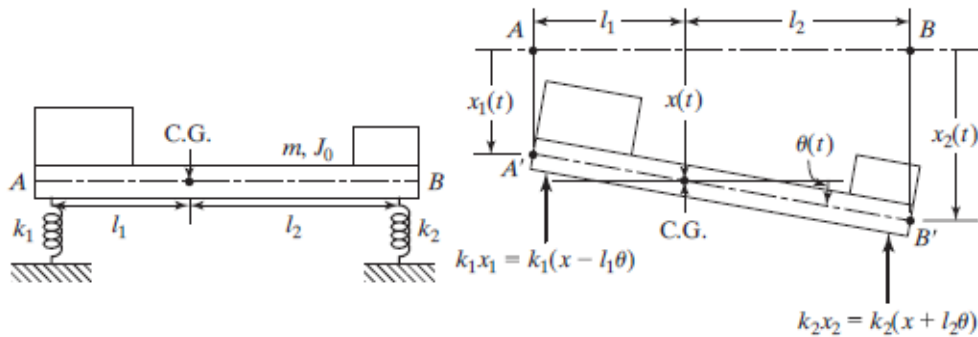
$$\begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} \\ m_{21} & m_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.28)$$

Persamaan ini menunjukkan adanya jenis terkoppel. Jika matriks massa tidak diagonal, sistem terkoppel secara dinamik atau inersia. Jika matriks kekakuan tidak diagonal, sistem terkoppel secara statik atau elastik. Jika matriks peredam tidak diagonal, sistem terkoppel secara redaman atau kecepatan. Pengkopelan secara massa maupun redaman sering disebut kopel dinamik. Dalam kasus ini, dimungkinkan untuk mendapatkan koordinat sistem yang tidak terkoppel secara dinamik maupun statik. Persamaan 2.28 dapat dipisahkan menjadi 2 persamaan bebas dan dapat diselesaikan terpisah. Koordinat ini disebut koordinat utama atau

koordinat normal. Oleh karena itu, matriks persamaan untuk sistem 2-dof tak teredam dengan tidak terkopel dinamik dan statik memiliki bentuk sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} m_{11} & 0 \\ 0 & m_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & 0 \\ 0 & k_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.29)$$

Pada kasus lain, sistem 2-dof mengalami gerakan translasi dan rotasi seperti pada Gambar 2.16. Gerakan translasi ini diwakilkan oleh defleksi ke arah x sedangkan gerakan rotasi oleh rotasi ke arah θ dari pusat gravitasi.



Gambar 2.16 Model Dinamis dan Free Body Diagram Sistem 2-DOF arah Translasi dan Rotasi [5]

Berdasarkan *free body diagram*, persamaan gerak sistem dalam bentuk matriks dapat ditulis sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J_0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -(k_1 l_1 - k_2 l_2) \\ -(k_1 l_1 - k_2 l_2) & (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.30)$$

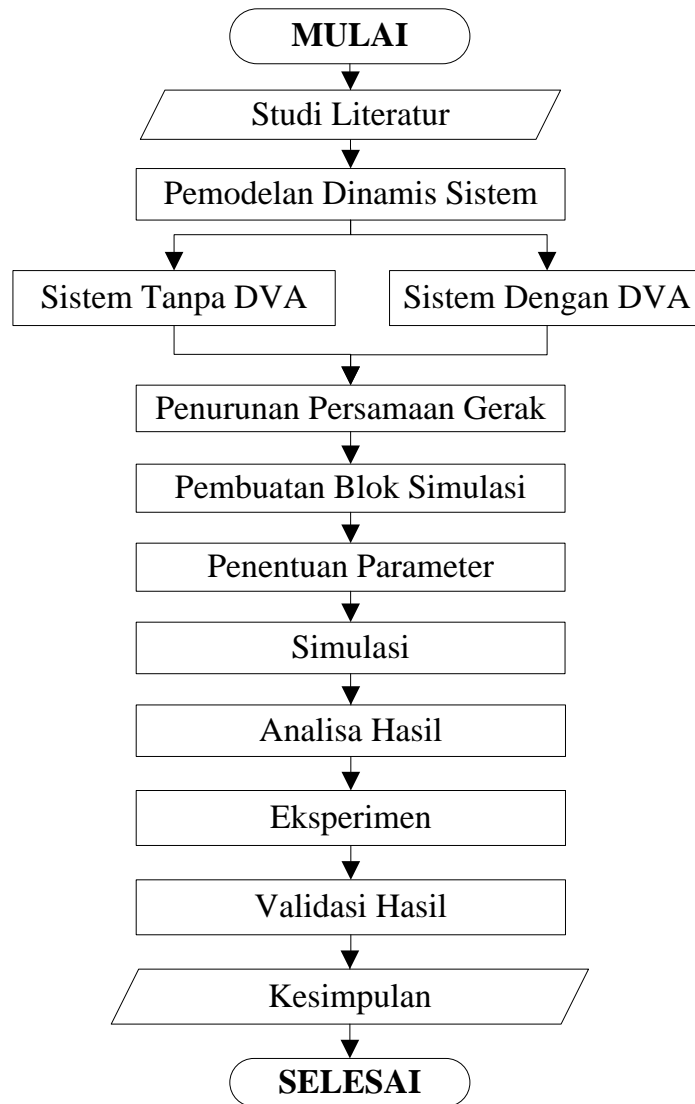
Setiap persamaan mengandung x dan θ . Persamaan ini tidak terikat satu dengan yang lain ketika pengkopel $(k_1 l_1 - k_2 l_2)$ menjadi nol, dimana $k_1 l_1 = k_2 l_2$. Jika $k_1 l_1 \neq k_2 l_2$, resultan gerak sistem merupakan gabungan dari translasi dan rotasi ketika *displacement* ataupun torsi dikenakan pada pusat gravitasi sebagai kondisi awal.

BAB 3

METODE PENELITIAN

3.1. Diagram Alir Penelitian Secara Umum

Langkah-langkah yang dilakukan dalam penelitian ditunjukkan melalui diagram alir pada gambar 3.1.



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian Secara Umum

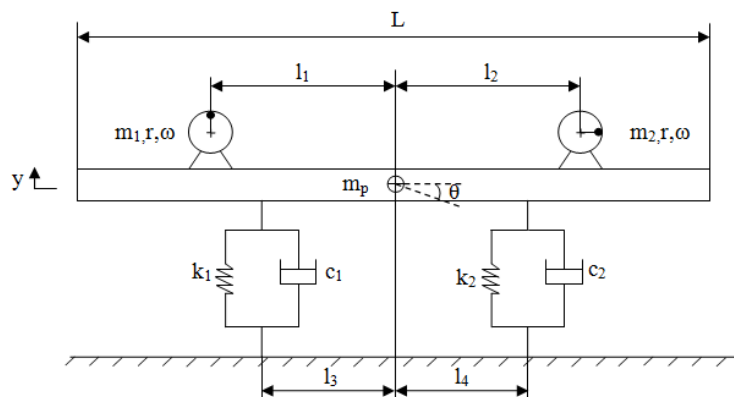
Berdasarkan Gambar 3.1, penjelasan dari diagram alir penelitian secara umum adalah sebagai berikut.

3.2.Studi Literatur

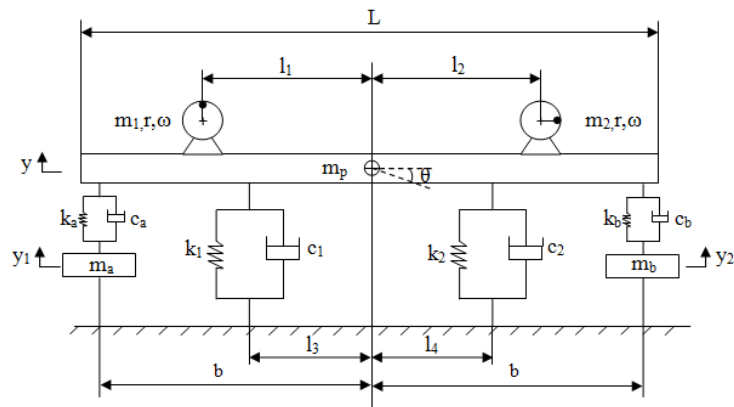
Dalam penelitian ini diperlukan referensi-referensi yang dapat menunjang dalam analisa pemodelan *dual Dynamic Vibration Absorber (DVA)* paralel yang dijadikan sebagai permasalahan. Studi literatur merupakan langkah awal untuk menambah wawasan pengetahuan, landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Materi dari studi literatur yang mendukung yaitu mekanika getaran dasar, *vibration absorber*, permodelan sistem dinamis, sistem mekanis getaran translasi dan rotasi, serta blok simulasi pada program Simulink Matlab. Referensi untuk studi literatur didapat dari buku, jurnal-jurnal ilmiah, maupun penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan.

3.3.Pemodelan Dinamis Sistem

Pemodelan dinamis dari sistem dilakukan untuk mempermudah penurunan rumus persamaan gerak dari sistem. Hal ini meliputi permodelan dinamis sistem tanpa penambahan *DVA* dan dengan penambahan *DVA* seperti pada gambar 3.2. Getaran translasi dan rotasi dihasilkan dari gaya eksitasi dengan beda fase 90° sehingga sistem utama mengalami gerakan *pitching* dan *bouncing*.



(a) tanpa penambahan *dual DVA-independent*

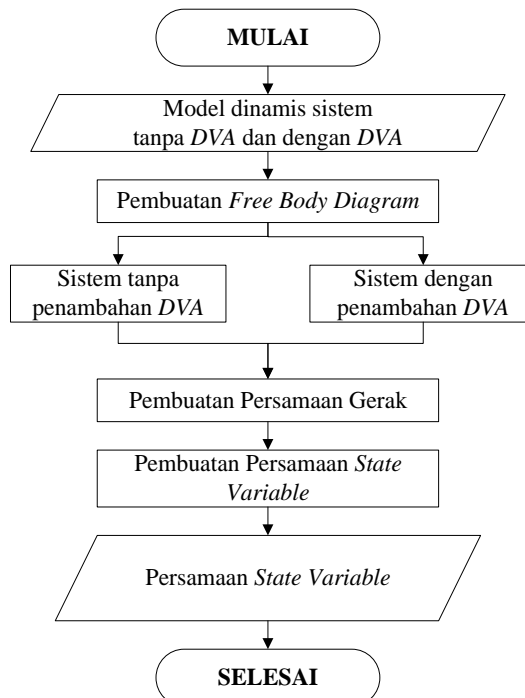


(b) dengan penambahan *dual DVA-independent*

Gambar 3.2 Model Dinamis Sistem

3.4. Penurunan Persamaan Gerak

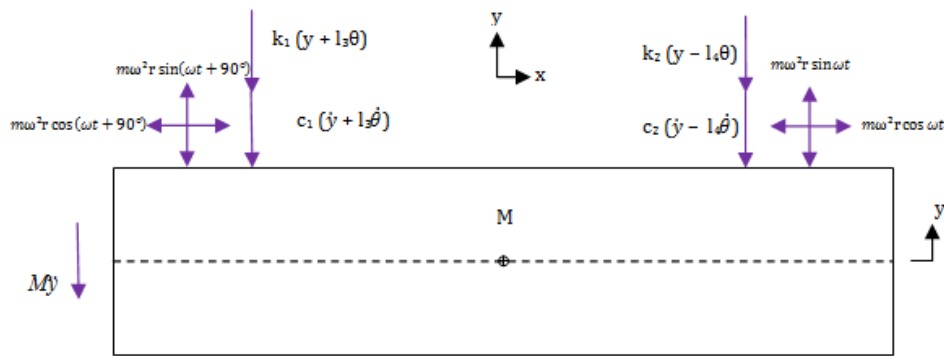
Tahap penurunan persamaan gerak dapat ditunjukkan dalam diagram alir seperti pada Gambar 3.3.



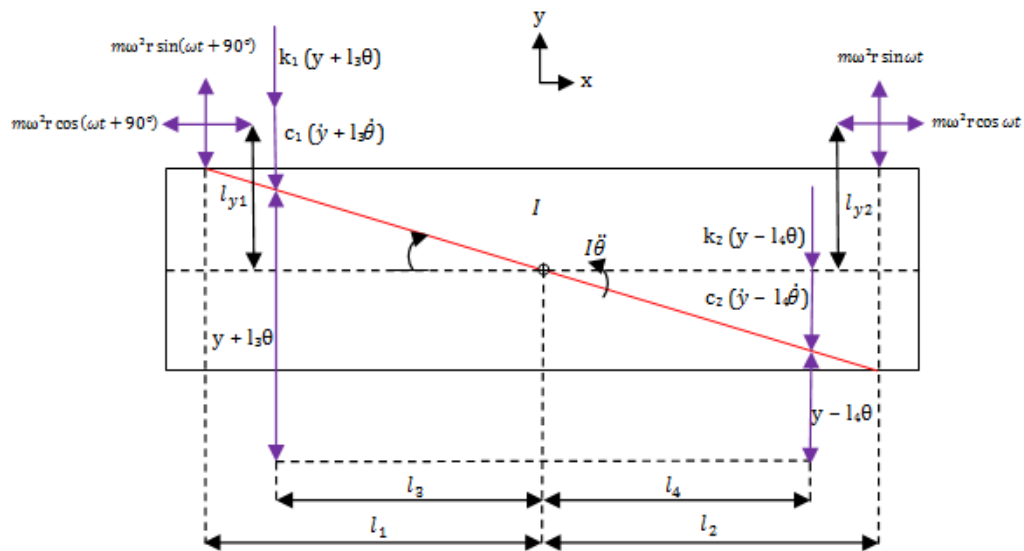
Gambar 3.3 Diagram Alir Penurunan Persamaan Gerak

Adapun penjabaran dari diagram alir penurunan persamaan gerak adalah sebagai berikut:

a. Penurunan persamaan gerak sistem tanpa penambahan DVA



(a)



(b)

Gambar 3.4 *Free Body Diagram* Sistem tanpa Penambahan DVA: (a) Gerakan Translasi dan (b) Gerakan Rotasi

Berdasarkan penguraian gaya pada Gambar 3.4, persamaan gerak dapat diuraikan sebagai berikut:

$$M = m_p + m_m + m_k + 2m_u + m_{d1} + m_{d2} \quad (3.1)$$

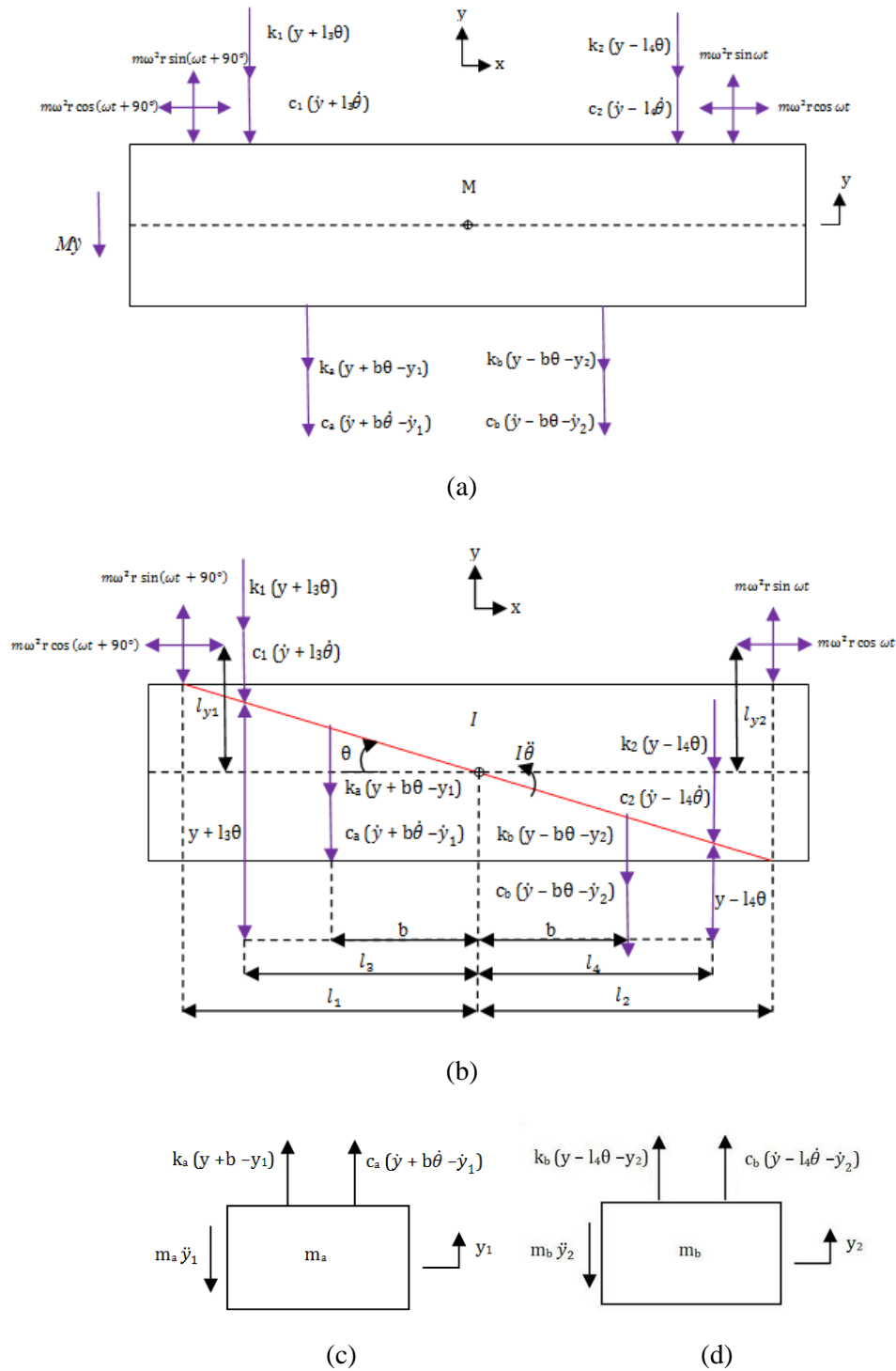
dimana :

- m_p = massa plat penyangga motor dan pemberat
- m_m = massa motor
- m_k = massa pemberat
- m_{d1} = massa piringan dan tempat *belt 1* pada motor
- m_{d1} = massa piringan dan tempat *belt 2* pada pemberat
- m_u = massa *unbalance*

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \sum F_y &= M\ddot{y} \\
 -c_1(\dot{y} + l_3\dot{\theta}) - k_1(y + l_3\theta) - c_2(\dot{y} - l_4\dot{\theta}) - k_2(y - l_4\theta) + m\omega^2 r \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r \sin \omega t &= M\ddot{y} \\
 M\ddot{y} &= -(c_1 + c_2)\dot{y} - (k_1 + k_2)y + (c_2l_4 - c_1l_3)\dot{\theta} + (k_2l_4 - k_1l_3)\theta + \\
 m\omega^2 r \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r \sin \omega t \\
 \ddot{y} &= \frac{1}{M} [-(c_1 + c_2)\dot{y} - (k_1 + k_2)y + (c_2l_4 - c_1l_3)\dot{\theta} + (k_2l_4 - k_1l_3)\theta + \\
 m\omega^2 r \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r \sin \omega t] \quad (3.2)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \sum M &= I\ddot{\theta} \\
 -c_1l_3(\dot{y} + l_3\dot{\theta}) - k_1l_3(y + l_3\theta) + c_2l_4(\dot{y} - l_4\dot{\theta}) + k_2l_4(y - l_4\theta) + \\
 m\omega^2 r l_1 \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r l_{y1} \cos(\omega t + 90^\circ) - m\omega^2 r l_2 \sin \omega t - \\
 m\omega^2 r l_{y2} \cos \omega t &= I\ddot{\theta} \\
 I\ddot{\theta} &= (c_2l_4 - c_1l_3)\dot{y} + (k_2l_4 - k_1l_3)y - (c_1l_3^2 + c_2l_4^2)\dot{\theta} - (k_1l_3^2 + k_2l_4^2)\theta + \\
 m\omega^2 r l_1 \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r l_{y1} \cos(\omega t + 90^\circ) - m\omega^2 r l_2 \sin \omega t - \\
 m\omega^2 r l_{y2} \cos \omega t \\
 \text{dimana : } \cos \omega t &= \sin(\omega t + 90^\circ), \cos(\omega t + 90^\circ) = \sin(\omega t + 180^\circ) = -\sin \omega t \\
 \ddot{\theta} &= \frac{1}{I} [(c_2l_4 - c_1l_3)\dot{y} + (k_2l_4 - k_1l_3)y - (c_1l_3^2 + c_2l_4^2)\dot{\theta} - (k_1l_3^2 + k_2l_4^2)\theta + \\
 m\omega^2 r (l_1 - l_{y2}) \sin(\omega t + 90^\circ) - m\omega^2 r (l_2 + l_{y1}) \sin \omega t] \quad (3.3)
 \end{aligned}$$

b. Penurunan persamaan gerak sistem dengan penambahan *Dual DVA*



Gambar 3.5 *Free Body Diagram* Sistem dengan Penambahan *DVA* : (a) Gerakan Translasi Sistem, (b) Gerakan Rotasi Sistem, (c) *DVA* Pertama, dan (d) *DVA* Kedua

Berdasarkan penguraian gaya pada Gambar 3.5., persamaan gerak dapat diuraikan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
+\uparrow \sum F_y &= M\ddot{y} \\
-c_1(\dot{y} + l_3\dot{\theta}) - k_1(y + l_3\theta) - c_2(\dot{y} - l_4\dot{\theta}) - k_2(y - l_4\theta) - c_a(\dot{y} + b\dot{\theta} - \dot{y}_1) - k_a(y + b\theta - y_1) - c_b(\dot{y} - b\dot{\theta} - \dot{y}_2) - k_b(y - b\theta - y_2) + \\
m\omega^2 r \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r \sin \omega t &= M\ddot{y} \\
M\ddot{y} &= -(c_1 + c_2 + c_a + c_b)\dot{y} - (k_1 + k_2 + k_a + k_b)y + ((c_2 l_4 + c_b b) - (c_1 l_3 + c_a b))\dot{\theta} + ((k_2 l_4 + k_b b) - (k_1 l_3 + k_a b))\theta + c_a \dot{y}_1 + c_b \dot{y}_2 + k_a y_1 + k_b y_2 + m\omega^2 r \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r \sin \omega t \\
\ddot{y} &= \frac{1}{M} [-(c_1 + c_2 + c_a + c_b)\dot{y} - (k_1 + k_2 + k_a + k_b)y + ((c_2 l_4 + c_b b) - (c_1 l_3 + c_a b))\dot{\theta} + ((k_2 l_4 + k_b b) - (k_1 l_3 + k_a b))\theta + c_a \dot{y}_1 + c_b \dot{y}_2 + k_a y_1 + k_b y_2 + m\omega^2 r \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r \sin \omega t] \quad (3.4)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\sum M &= I\ddot{\theta} \\
-c_1 l_3(\dot{y} + l_3\dot{\theta}) - k_1 l_3(y + l_3\theta) + c_2 l_4(\dot{y} - l_4\dot{\theta}) + k_2 l_4(y - l_4\theta) - c_a b(\dot{y} + b\dot{\theta} - \dot{y}_1) - k_a b(y + b\theta - y_1) + c_b b(\dot{y} - b\dot{\theta} - \dot{y}_2) + k_b b(y - b\theta - y_2) + m\omega^2 r l_1 \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r l_{y1} \cos(\omega t + 90^\circ) - m\omega^2 r l_2 \sin \omega t - m\omega^2 r l_{y2} \cos \omega t &= I\ddot{\theta} \\
I\ddot{\theta} &= (c_2 l_4 - c_1 l_3 + c_b b - c_a b)\dot{y} + (k_2 l_4 - k_1 l_3 + k_b b - k_a b)y - (c_1 l_3^2 + c_2 l_4^2 + c_a b^2 + c_b b^2)\dot{\theta} - (k_1 l_3^2 + k_2 l_4^2 + k_a b^2 + k_b b^2)\theta + c_a b \dot{y}_1 + k_a b y_1 - c_b b \dot{y}_2 - k_b b y_2 + m\omega^2 r l_1 \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r l_{y1} \cos(\omega t + 90^\circ) - m\omega^2 r l_2 \sin \omega t - m\omega^2 r l_{y2} \cos \omega t \\
\text{dimana : } \cos \omega t &= \sin(\omega t + 90^\circ), \cos(\omega t + 90^\circ) = \sin(\omega t + 180^\circ) = -\sin \omega t \\
\ddot{\theta} &= \frac{1}{I} ((c_2 l_4 - c_1 l_3 + c_b b - c_a b)\dot{y} + (k_2 l_4 - k_1 l_3 + k_b b - k_a b)y - (c_1 l_3^2 + c_2 l_4^2 + c_a b^2 + c_b b^2)\dot{\theta} - (k_1 l_3^2 + k_2 l_4^2 + k_a b^2 + k_b b^2)\theta + c_a b \dot{y}_1 + k_a b y_1 - c_b b \dot{y}_2 - k_b b y_2 + m\omega^2 r (l_1 - l_{y2}) \sin(\omega t + 90^\circ) - m\omega^2 r (l_2 + l_{y1}) \sin \omega t) \quad (3.5)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
+\uparrow \sum F_y &= m_a \ddot{y}_1 \\
c_a(\dot{y} + b\dot{\theta} - \dot{y}_1) + k_a(y + b\theta - y_1) &= m_a \ddot{y}_1 \\
m_a \ddot{y}_1 &= c_a(\dot{y} + b\dot{\theta} - \dot{y}_1) + k_a(y + b\theta - y_1) \\
m_a \ddot{y}_1 &= c_a \dot{y} + c_a b \dot{\theta} - c_a \dot{y}_1 + k_a y + k_a b \theta - k_a y_1 \\
\ddot{y}_1 &= \frac{1}{m_a} (c_a \dot{y} + c_a b \dot{\theta} - c_a \dot{y}_1 + k_a y + k_a b \theta - k_a y_1) \tag{3.6}
\end{aligned}$$

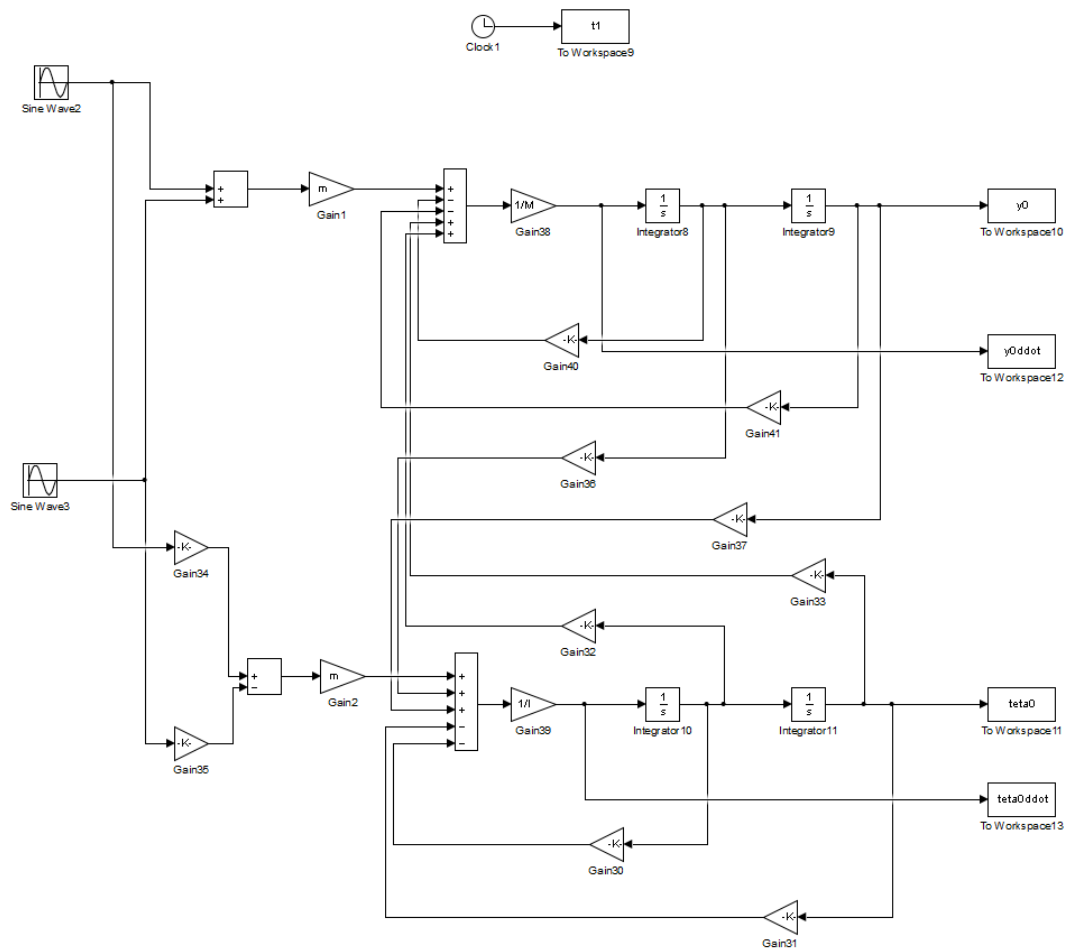
$$\begin{aligned}
+\uparrow \sum F_y &= m_b \ddot{y}_2 \\
c_b(\dot{y} - b\dot{\theta} - \dot{y}_2) + k_b(y - b\theta - y_2) &= m_b \ddot{y}_2 \\
m_b \ddot{y}_2 &= c_b(\dot{y} - b\dot{\theta} - \dot{y}_2) + k_b(y - b\theta - y_2) \\
m_b \ddot{y}_2 &= c_b \dot{y} - c_b b \dot{\theta} - c_b \dot{y}_2 + k_b y - k_b b \theta - k_b y_2 \\
\ddot{y}_2 &= \frac{1}{m_b} (c_b \dot{y} - c_b b \dot{\theta} - c_b \dot{y}_2 + k_b y - k_b b \theta - k_b y_2) \tag{3.7}
\end{aligned}$$

3.5. Pembuatan Blok Simulasi

Hasil *state variable* dari pemodelan dinamis ini akan diubah dalam bentuk blok simulasi dengan bantuan *software* Simulink Matlab. Simulasi ini dilakukan untuk mendapatkan penyelesaian persamaan matematis dari pemodelan sistem tanpa penambahan *dual DVA-independent* dan dengan penambahan *dual DVA-independent* pada sistem melalui metode *state space*. Saat proses eksekusi simulasi, *input* yang digunakan berupa input sinusoidal (harmonik) dengan beda fase 90° yang merepresentasikan getaran ke arah translasi dan rotasi dari sistem.

3.5.1. Blok Simulasi Sistem tanpa Penambahan *Dual DVA-Independent*

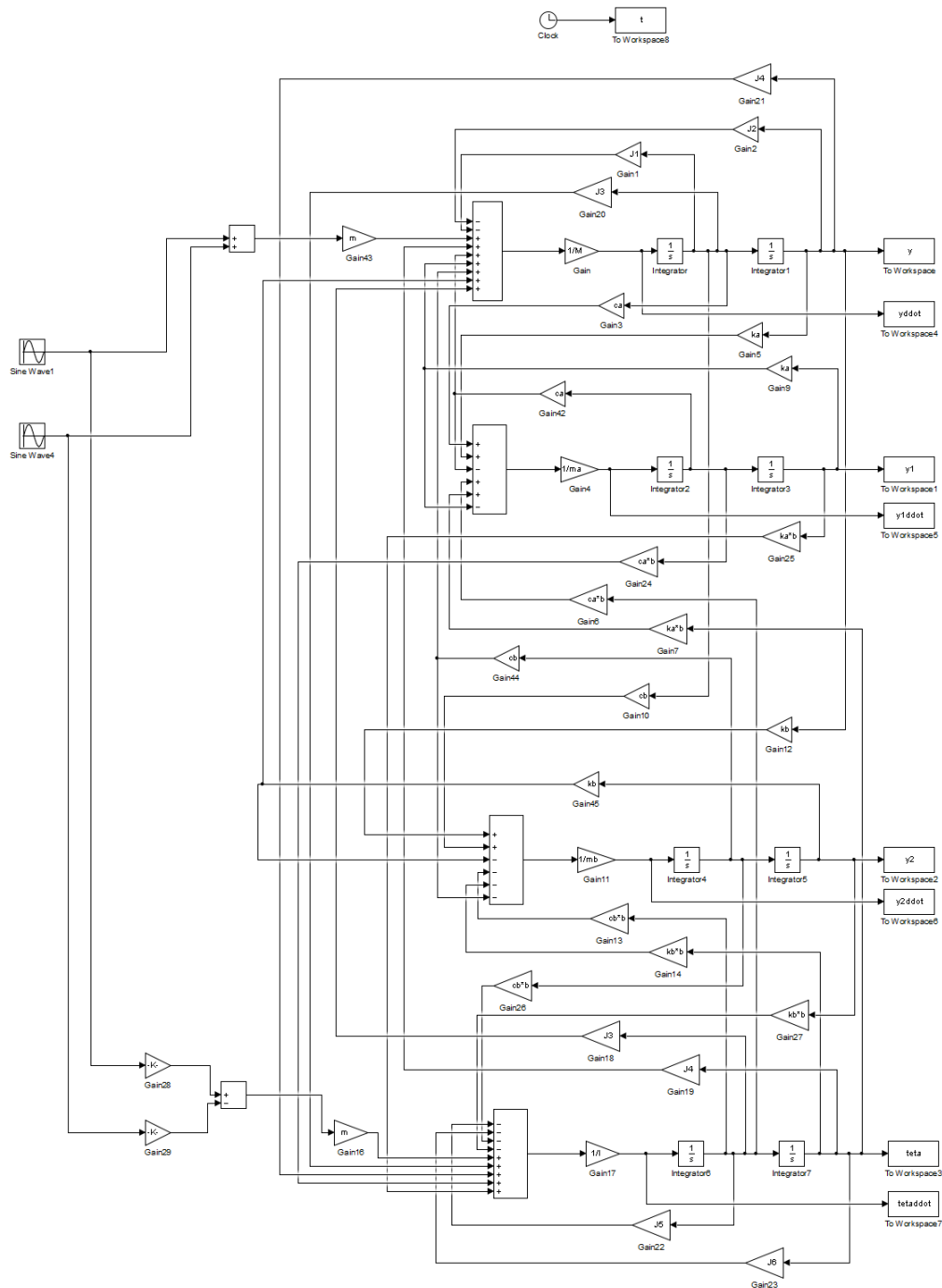
Blok simulasi sistem tanpa penambahan *dual DVA-independent* ditunjukkan pada Gambar 3.6.



Gambar 3.6 Blok Simulink Sistem tanpa Penambahan *Dual DVA-Independent*

3.5.2. Blok Simulasi Sistem dengan Penambahan *Dual DVA-Independent*

Blok simulasi sistem tanpa penambahan *dual DVA-independent* ditunjukkan pada Gambar 3.7.



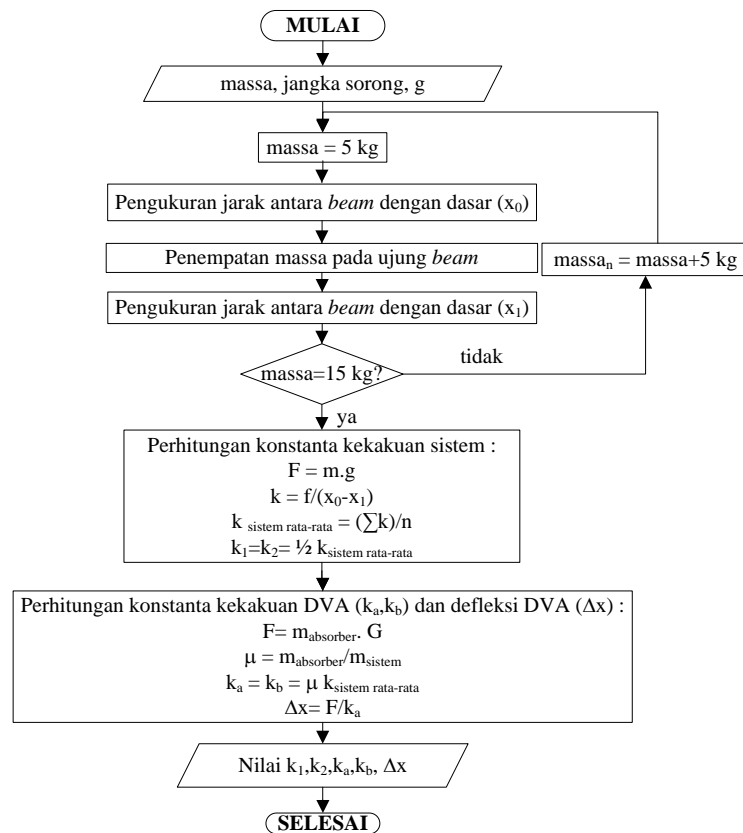
Gambar 3.7 Blok Simulink Sistem dengan Penambahan *Dual DVA-Independent*

3.6. Penentuan Parameter

Sebelum simulasi dilakukan, parameter dari simulasi perlu diukur. Parameter ini meliputi massa, panjang, momen inersia, konstanta kekakuan, dan koefisien redaman. Nilai massa dapat diperoleh dengan penimbangan benda pada timbangan digital, sedangkan nilai panjang dapat diperoleh dengan pengukuran langsung dengan mistar dan jangka sorong. Nilai momen inersia sistem diperoleh dari *mass properties* dari Solidwork. Nilai konstanta kekakuan dan koefisien redaman diperoleh melalui eksperimen.

a. Pengukuran Konstanta Kekakuan

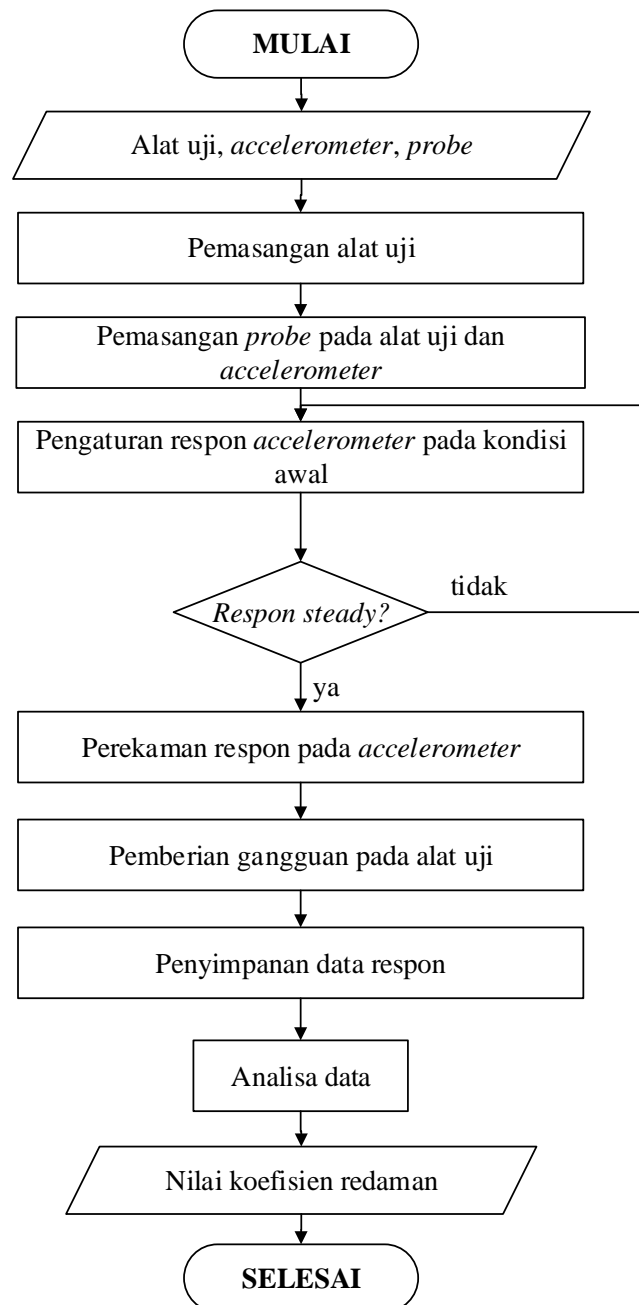
Konstanta kekakuan yang diukur adalah konstanta kekakuan dari sistem. Nilai ini digunakan dalam menentukan nilai konstanta kekakuan DVA. Dalam hal ini akan diperoleh nilai defleksi pada penambahan massa DVA tertentu untuk mendapatkan nilai konstanta kekakuan DVA yang diharapkan. Tahap pengukuran konstanta kekakuan sistem ditunjukkan pada Gambar 3.8.



Gambar 3.8 Diagram Alir Pengukuran Konstanta Kekakuan

b. Pengukuran Koefisien Redaman

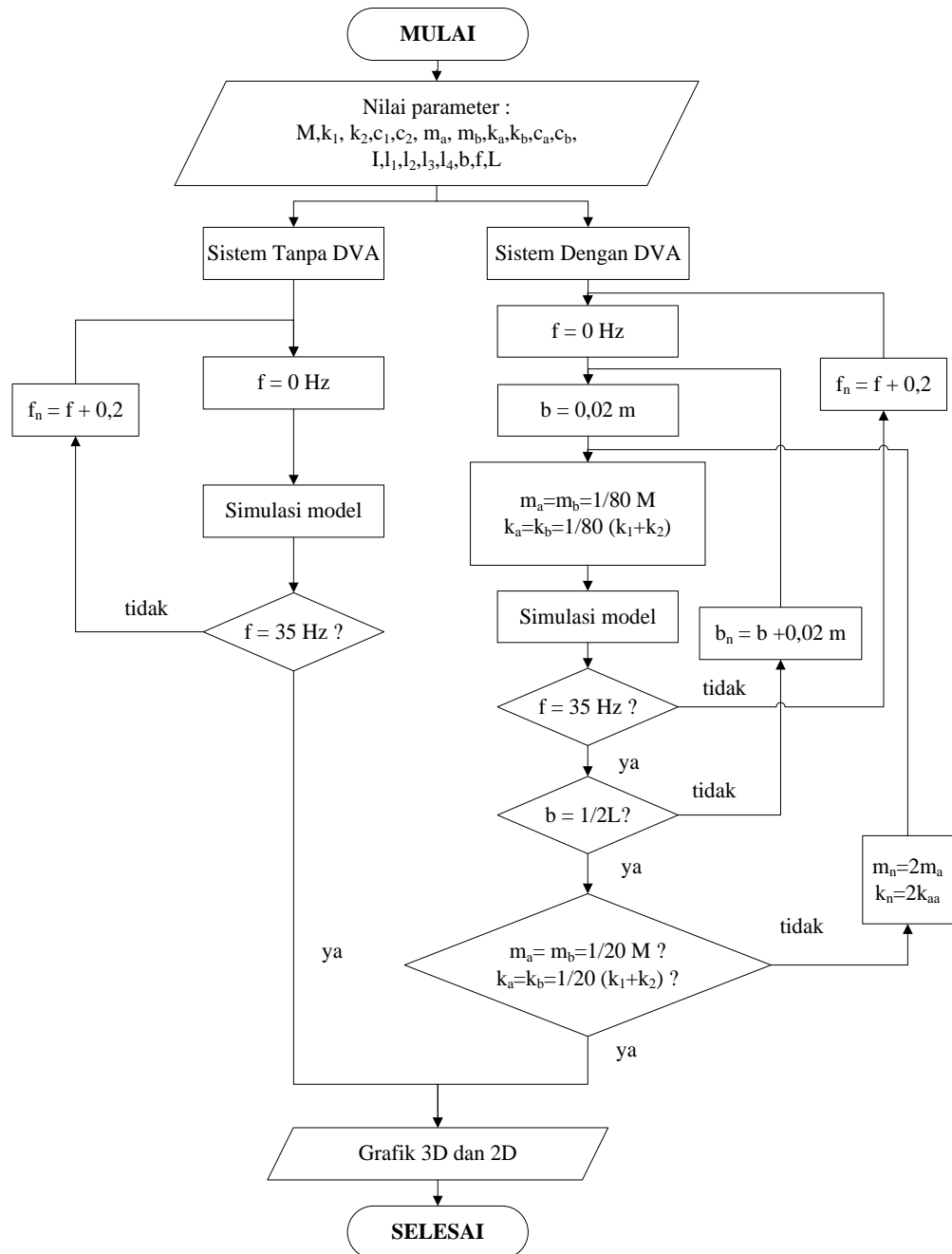
Koefisien redaman dapat diukur dengan menggunakan metode *logaritmik decrement*. Tahap pengukuran koefisien redaman secara eksperimen dapat ditunjukkan pada Gambar 3.9.



Gambar 3.9 Diagram Alir Pengukuran Koefisien Redaman

3.7.Simulasi

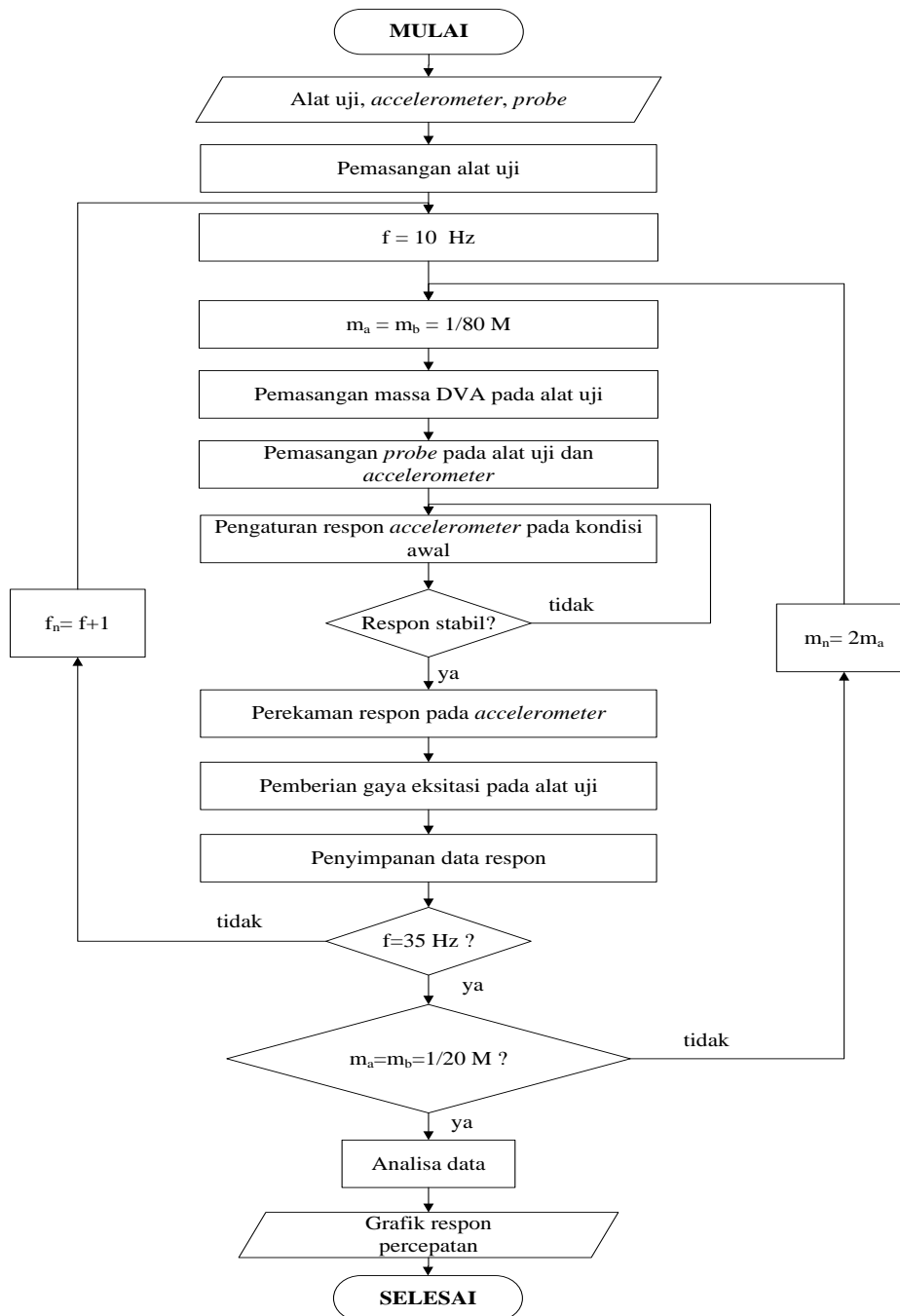
Tahap simulasi yang dilakukan dapat dilihat pada Gambar 3.10.



Gambar 3.10 Diagram Alir Simulasi

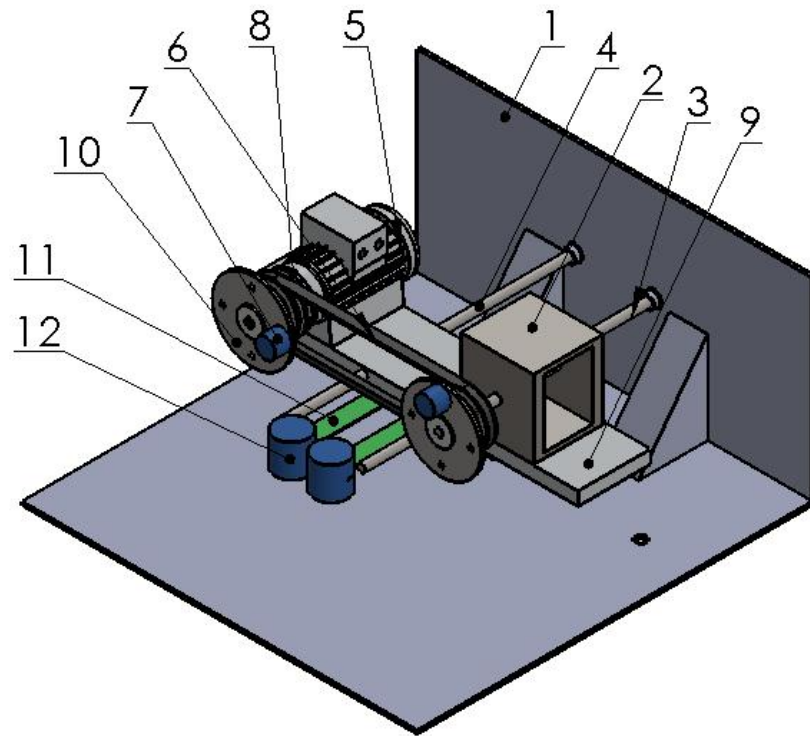
3.8.Eksperimen

Tahap eksperimen dilakukan untuk membuktikan hasil simulasi dengan kondisi sebenarnya seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.11.



Gambar 3.11 Diagram Alir Eksperimen

Alat uji yang digunakan dalam penelitian ini menggunakan berdasarkan penelitian Herry [18] dengan melakukan penambahan *DVA* pada sistem utama seperti pada Gambar 3.12.



Keterangan :

- 1 : *base*
- 2 : *pemberat*
- 3 : *cantilever beam* sistem 1
- 4 : *cantilever beam* sistem 2
- 5 : *motor*
- 6 : *belt*
- 7 : *massa unbalance*
- 8 : *pulley*
- 9 : *plat aluminium*
- 10 : *piringan*
- 11 : *cantilever beam absorber*
- 12 : *absorber*

Gambar 3.12 Alat Uji

3.9. Analisa Hasil

Berdasarkan pemodelan pada Simulink Matlab diperoleh respon dinamis berupa grafik RMS percepatan translasi dan angular dari sistem (tanpa DVA dan dengan DVA) yang ditunjukkan dengan grafik permukaan (3D) dengan variasi perubahan frekuensi (f), massa DVA (m_a, m_b), jarak antara DVA terhadap pusat gravitasi sistem (b) dan konstanta kekakuan DVA (k_a, k_b). Data grafik permukaan ini akan diambil beberapa titik dari nilai b untuk diperjelas dalam grafik 2D. Grafik ini meliputi grafik hubungan percepatan translasi dan angular terhadap rasio frekuensi terhadap frekuensi natural sistem tanpa DVA $\left(\frac{\omega}{\omega_{n \text{ sistem tanpa DVA}}}\right)$. Selain itu, kemampuan DVA untuk menghambat getaran yang ditimbulkan ditunjukkan dari grafik persentase penurunan percepatan terhadap rasio frekuensi terhadap frekuensi natural sistem tanpa DVA $\left(\frac{\omega}{\omega_{n \text{ sistem tanpa DVA}}}\right)$.

BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1. Penentuan Parameter

Parameter ini meliputi nilai massa, momen inersia, konstanta kekakuan, koefisien redaman, dan panjang. Pada pemodelan ini, parameter-parameter ini diperlukan sebagai inputan data untuk mendapatkan respon getaran dari sistem tanpa penambahan *dual DVA-independent* dan sistem dengan penambahan *dual DVA-independent*.

4.1.1. Penentuan Parameter Sistem Utama

Parameter sistem utama meliputi massa sistem (M), momen inersia sistem (I), jarak *cantilever beam*-pusat massa (l_3, l_4), konstanta kekakuan (k_1, k_2) dan konstanta redaman (c_1, c_2). Nilai parameter sistem utama diperoleh dengan pengukuran secara langsung pada sistem. Berikut ini merupakan pengukuran untuk memperoleh nilai konstanta kekakuan dan koefisien redaman pada sistem utama.

4.1.1.1. Nilai Konstanta Kekakuan

Nilai konstanta kekakuan diperoleh dengan pengukuran perubahan defleksi pada *cantilever beam* saat tanpa pembebanan dan dengan pembebanan seperti pada Gambar 4.1 .



(a) tanpa pembebanan



(b) dengan pembebanan

Gambar 4.1 Pengukuran Ketinggian *Cantilever Beam*

Data perubahan defleksi ini digunakan untuk menentukan nilai konstanta kekakuan sistem melalui persamaan sebagai berikut:

$$F = k.\Delta x \quad (4.1)$$

dimana:

F : Gaya (N)

k : konstanta kekakuan (N.m)

Δx : selisih ketinggian akhir terhadap ketinggian awal (m)

Dari persamaan 4.1, data ketinggian *cantilever beam* dapat dirangkum seperti pada tabel 4.1.

Tabel 4.1 Konstanta Kekakuan Sistem Utama

massa (kg)	gaya berat (N)	x01 (mm)	x02 (mm)	x11 (mm)	x12 (mm)	x0 rata-rata (mm)	x1 rata-rata (mm)	Δx (x10 ⁻³ m)	k _{sistem} (N.m)
13,884	138,84	153,1	149,9	149,1	149,9	151,5	149,5	2	69420
18,884	188,84			148,4	149,2	151,5	148,8	2,7	69940,74
23,884	238,84			148,3	148,2	151,5	148,25	3,25	73489,23
28,884	288,84			148	148	151,5	148	3,5	82525,71
33,884	338,84			147,95	147,95	151,5	147,95	3,55	95447,89
38,884	388,84			146	146,6	151,5	146,3	5,2	74776,92
k _{sistem rata-rata} (N.m)									77600
k _{1,k2} (N.m)									38800

Keterangan :

x₀₁ : ketinggian awal *cantilever beam* 1

x₀₂ : ketinggian awal *cantilever beam* 2

x₁₁ : ketinggian *cantilever beam* 1 setelah pemberian beban

x₁₂ : ketinggian *cantilever beam* 2 setelah pemberian beban

Δx : selisih antara ketinggian awal dengan ketinggian ketika pemberian beban

k_{sistem} : konstanta kekakuan sistem total

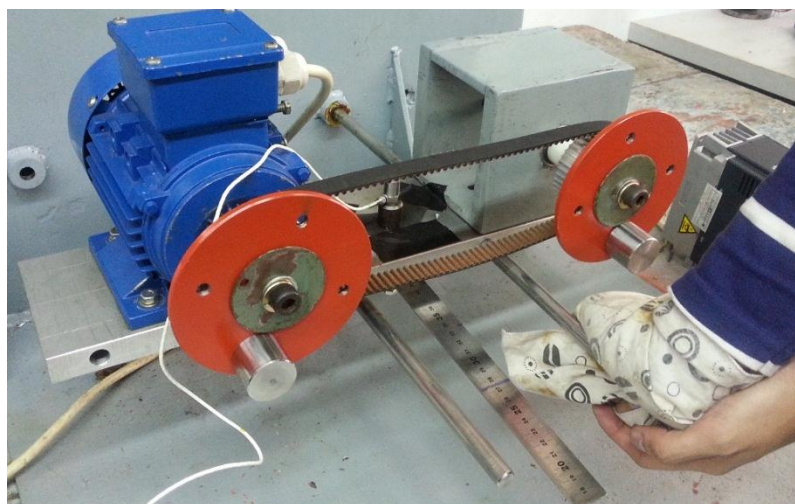
k₁ : konstanta kekakuan sistem *cantilever beam* 1

k₂ : konstanta kekakuan sistem *cantilever beam* 2

Nilai konstanta kekakuan sistem rata-rata yang didapat dari hasil pengukuran sebesar 77600 N.m. Dalam kondisi fisik, sistem menggunakan dua *cantilever beam* sehingga nilai konstanta kekakuan *cantilever beam* merupakan setengah dari nilai konstanta kekakuan sistem. Nilai konstanta kekakuan *cantilever beam* 1 sebesar 38800 N.m dan nilai konstanta kekakuan *cantilever beam* 2 sebesar 38800 N.m dengan asumsi material dan dimensi *cantilever beam* 1 dan 2 sama.

4.1.1.2. Nilai Koefisien Redaman

Nilai koefisien redaman diperoleh dengan menggunakan rumus *logaritmik decrement* (δ). *Logaritmik decrement* ini menunjukkan laju saat amplitudo dari getaran teredam berkurang. Pengukuran nilai redaman ini dilakukan dengan menggunakan osiloskop dan akselerometer untuk mendapatkan ketinggian amplitudo ketika sistem utama diberikan simpangan seperti pada Gambar 4.2 .



Gambar 4.2 Pengambilan Data Redaman Sistem

Nilai *logaritmik decrement* diperoleh melalui persamaan sebagai berikut:

$$\delta = \ln\left(\frac{y_1}{y_2}\right) = 2\pi \frac{\delta}{\sqrt{1-\xi^2}} \quad (4.2)$$

Dari persamaan 4.2, nilai redaman dapat diperoleh dengan mensubstitusikan damping ratio, $\xi = \frac{c}{2m\omega_n} = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$, ke persamaan 4.2 sehingga diperoleh persamaan sebagai berikut:

$$c = \frac{2 \ln \left(\frac{y_1}{y_2} \right) \sqrt{mk}}{\sqrt{(2\pi)^2 + \left(\ln \left(\frac{y_1}{y_2} \right) \right)^2}} \quad (4.3)$$

dimana:

- m : massa sistem (kg)
k : konstanta kekakuan sistem (N.m)
c : koefisien redaman sistem (N.s/m)
 y_1, y_2 : tinggi ½ amplitudo 1,2
 δ : *logarithmic decrement*
 ζ : *damping ratio*

Dari persamaan 4.3, data koefisien redaman dapat dirangkum seperti pada Tabel 4.2.

Tabel 4.2 Koefisien Redaman Sistem Utama

x	y	y rata-rata	<i>logaritmic decrement</i> (δ)	nilai koefisien redaman (N.s/m)
0,07403	-0,0644	0,06095	0,187	61,655
0,1401	0,0575			
0,2053	-0,05202	0,050575	0,286	94,575
0,2711	0,04913			
0,3361	-0,03834	0.03798	0,342	112,996
0,4014	0,03762			
0,4662	-0,02723	0.02697	0,342	112,768
0,5312	0,02671			
0,5962	-0,01804	0,019165	nilai redaman rata-rata	95,4985
0,6633	0,02029			
C1,C2				47,749

Keterangan:

y rata-rata merupakan tinggi rata-rata ½ amplitudo *upper peak* dengan ½ amplitudo *lower peak*.

Nilai koefisien redaman sistem rata-rata yang didapat dari hasil pengukuran 95,499 N.s/m. Dalam kondisi fisik, sistem menggunakan dua *cantilever beam*

sehingga nilai koefisien redaman *cantilever beam* merupakan setengah dari nilai koefisien redaman sistem dengan asumsi nilai koefisien redaman 1 dan 2 sama. Nilai konstanta kekakuan *cantilever beam* 1 sebesar 47,749 N.s/m dan nilai konstanta kekakuan *cantilever beam* 2 sebesar 47,749 N.s/m.

Berdasarkan hasil pengukuran, nilai parameter pada sistem tanpa penambahan DVA dapat dirangkum pada Tabel 4.3.

Tabel 4.3 Parameter Sistem Utama

Model Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
massa pemberat	m_k	4,5	kg
massa motor	m_m	4,5	kg
massa <i>unbalance</i>	m_u	0,14	kg
massa plat penyangga motor dan pemberat	m_p	3,096	kg
massa piringan dan tempat <i>belt</i> 1 pada motor	m_{d1}	0,752	kg
massa piringan dan tempat <i>belt</i> 2 pada pemberat	m_{d2}	0,756	kg
massa total sistem (lihat persamaan 3.1)	M	13,884	kg
jarak antara pemberat dengan pusat gravitasi sistem pada sumbu x	l_1	0,145	m
jarak antara motor dengan pusat gravitasi sistem pada sumbu x	l_2	0,145	m
jarak antara pemberat dengan pusat gravitasi sistem pada sumbu y	l_{y1}	0,0164	m
jarak antara motor dengan pusat gravitasi sistem pada sumbu y	l_{y2}	0,0164	m
jarak antara <i>beam</i> 2 dengan pusat gravitasi sistem	l_4	0,06	m
jarak antara <i>absorber</i> dengan pusat gravitasi sistem	b	0,02-0,26	m
diameter piringan	r	0,06	m
frekuensi	f	0-35	Hz
konstanta kekakuan sistem	K	77600	N.m
konstanta kekakuan 1 sistem	k_1	38800	N/m
konstanta kekakuan 2 sistem	k_2	38800	N/m
koefisien redaman 1 sistem	c_1	60,199	N.s/m
koefisien redaman 2 sistem	c_2	60,4	N.s/m
momen inersia sistem	I	0,323	kg.m ²

4.1.2. Penentuan Parameter *Dual DVA-Independent*

Parameter *dual DVA-independent* ini meliputi nilai massa (m_a, m_b), konstanta kekakuan (k_a, k_b), dan koefisien redaman (c_a, c_b).

4.1.2.1. Nilai Massa *Dual DVA-Independent*

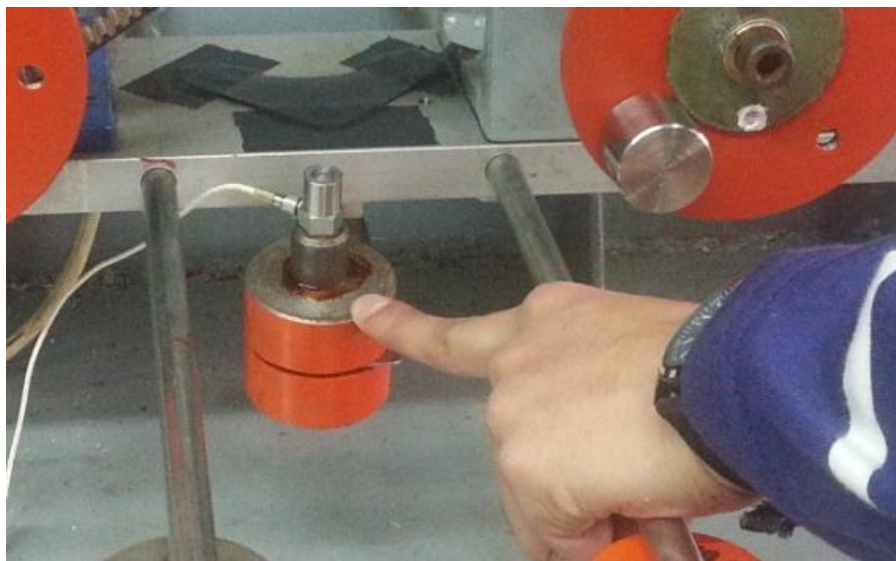
Perbandingan nilai massa *dual DVA-independent* (m_a, m_b) terhadap massa sistem utama (M) yang digunakan pada penelitian ini adalah $1/80$ ($0,174\text{kg}$), $1/40$ ($0,347\text{kg}$), dan $1/20$ ($0,694\text{kg}$).

4.1.2.2. Nilai Konstanta Kekakuan *Dual DVA-Independent*

Perbandingan nilai konstanta kekakuan *dual DVA-independent* (k_a, k_b) terhadap konstanta kekakuan sistem utama ($k_1 + k_2$) yaitu $1/80$ (970 N.m) untuk rasio massa $1/80$, $1/40$ (1940 N.m) untuk rasio massa $1/40$, dan $1/20$ (3880 N.m) untuk rasio massa $1/20$. Dalam variasi nilai rasio konstanta kekakuan, nilai konstanta kekakuan yang digunakan dapat dilihat pada Tabel 4.5.

4.1.2.3. Nilai Koefisien Redaman *Dual DVA-Independent*

Nilai koefisien redaman *dual DVA-independent* yang diperoleh melalui pengukuran dengan pemberian simpangan pada *DVA* seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.3. Respon dari pemberian gangguan tersebut ditampilkan dan disimpan oleh osiloskop. Pengambilan data respon tersebut berfungsi untuk menghitung *logaritmik decrement*. Nilai *logaritmik decrement* ini dapat digunakan untuk mencari nilai redaman seperti pada persamaan 4.3.



Gambar 4.3 Pengambilan Data Koefisien Redaman *DVA*

Dari persamaan 4.3, data nilai redaman hasil pengukuran dirangkum dalam Tabel 4.4.

Tabel 4.4 Nilai Koefisien Redaman *Dual DVA-Independent* untuk Rasio Massa 1/20

rasio m_a/M	rasio $k_a/(k_1+k_2)$	koefisien redaman (N.s/m)	koefisien redaman rata-rata (N.s/m)
1/20	1/80	0,934	0,981
		0,977	
		0,996	
		1,016	
	1/40	1,278	1,382
		1,223	
		1,639	
		1,388	
	1/20	2,855	2,953
		2,911	
		2,818	
		3,230	

Keterangan: nilai $m_a=m_b$ dan $k_a=k_b$

Berdasarkan data koefisien redaman pada Tabel 4.5, nilai redaman untuk rasio massa 1/80 dan 1/40 dapat ditentukan melalui rumus sebagai berikut:

$$c = \frac{2 \ln \left(\frac{y_1}{y_2} \right) \sqrt{mk}}{\sqrt{(2\pi)^2 + \left(\ln \left(\frac{y_1}{y_2} \right) \right)^2}} \quad (4.8)$$

Persamaan 4.8 dapat disederhanakan dengan asumsi nilai *logaritmik decrement*,

$\ln \left(\frac{y_1}{y_2} \right)$, sama sehingga rumus tersebut dapat ditulis sebagai berikut:

$$\frac{c_1}{c_2} = \sqrt{\frac{m_1}{m_2}} \text{ untuk nilai konstanta kekakuan sama} \quad (4.9)$$

$$\frac{c_1}{c_2} = \sqrt{\frac{k_1}{k_2}} \text{ untuk nilai massa sama} \quad (4.10)$$

dimana:

c_1 : koefisien redaman yang diketahui (N.s/m)

c_2 : koefisien redaman yang dicari (N.s/m)

m_1 : massa *dual DVA-independent* yang diketahui (kg)

m_2 : massa *dual DVA-independent* yang dicari (kg)

k_1 : konstanta kekakuan *dual DVA-independent* yang diketahui (N.m)

k_2 : konstanta kekakuan *dual DVA-independent* yang dicari (N.m)

Berdasarkan hasil pengukuran dan perhitungan, data nilai redaman *dual DVA-independent* dapat dirangkum pada Tabel 4.5.

Tabel 4.5 Nilai Redaman *Dual DVA-Independent*

rasio m_a/M	rasio $k_a/(k_1+k_2)$	nilai koefisien redaman (N.s/m)
$1/80$	$1/320$	0,246
	$1/160$	0,347
	$1/80$	0,491
	$1/40$	0,692
	$1/20$	1,477
$1/40$	$1/160$	0,490
	$1/80$	0,694
	$1/40$	0,979
	$1/20$	2,088
	$1/10$	2,953
$1/20$	$1/80$	0,981
	$1/40$	1,384
	$1/20$	2,953
	$1/10$	4,176
	$1/5$	5,906

Keterangan: nilai $m_a=m_b$ dan $k_a=k_b$

4.2. Sistem tanpa Penambahan *Dual DVA-Independent*

Dalam penelitian ini, sistem utama memiliki 2-DOF, yaitu arah translasi dan rotasi. Respon sistem arah translasi diwakilkan melalui respon percepatan sistem dan respon sistem arah rotasi diwakilkan melalui respon percepatan sudut sistem. Sistem ini diberikan gaya eksitasi dari motor yang diberi massa *unbalance* dengan beda fase 90° untuk menciptakan getaran pada sistem. Pemodelan sistem utama tanpa penambahan *dual DVA-independent* digunakan sebagai pembanding pada sistem dengan penambahan *dual DVA-independent*. Analisa sistem tanpa penambahan *dual DVA-independent* ini dilakukan dengan analisa perhitungan dan simulasi dengan Simulink Matlab.

4.2.1. Analisa Perhitungan Sistem

Analisa perhitungan dilakukan untuk mendapatkan nilai frekuensi natural dan *eigen vector* dari sistem tanpa penambahan *dual DVA-independent*. Analisa perhitungan ini digunakan sebagai pembanding hasil simulasi sesuai dengan perhitungan. Frekuensi natural sistem utama dapat diketahui melalui perhitungan dengan analisa fundametal. Persamaan gerak dari sistem tanpa penambahan *DVA* adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (c_1 + c_2) & -(c_2 l_4 - c_1 l_3) \\ -(c_2 l_4 - c_1 l_3) & (c_1 l_3^2 + c_2 l_4^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y} \\ \dot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -(k_2 l_4 - k_1 l_3) \\ -(k_2 l_4 - k_1 l_3) & (k_1 l_3^2 + k_2 l_4^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ \theta \end{Bmatrix} \\ & = \begin{Bmatrix} m\omega^2 r \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r \sin \omega t \\ m\omega^2 r (l_1 - l_{y1}) \sin(\omega t + 90^\circ) - m\omega^2 r (l_2 + l_{y2}) \sin \omega t \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (4.11)$$

Dalam perhitungan nilai frekuensi natural, asumsi yang digunakan yaitu redaman dan gaya eksternal diabaikan. Nilai \ddot{y} dan $\ddot{\theta}$ diubah dengan mensubstitusikan $\ddot{y} = -\lambda y$ dan $\ddot{\theta} = -\lambda \theta$, sehingga persamaan 4.11 menjadi :

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -(k_2 l_4 - k_1 l_3) \\ -(k_2 l_4 - k_1 l_3) & (k_1 l_3^2 + k_2 l_4^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \\ & \begin{bmatrix} -M\lambda + (k_1 + k_2) & -(k_2 l_4 - k_1 l_3) \\ -(k_2 l_4 - k_1 l_3) & -I\lambda + (k_1 l_3^2 + k_2 l_4^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (4.12)$$

Untuk mendapatkan *eigen value* (λ), maka determinan dari matriks pada persamaan 4.12 dicari sebagai berikut:

$$\left[\{-M\lambda + (k_1 + k_2)\} \{-I\lambda + (k_1 l_3^2 + k_2 l_4^2)\} \right] - \left[-(k_2 l_4 - k_1 l_3) \right]^2 = 0 \quad (4.13)$$

dimana: $k_1 = k_2 = 0,5 \text{ k}$ dan $l_3 = l_4 = 1$ sehingga $\left[-(k_2 l_4 - k_1 l_3) \right]^2 = 0$

$$\left[\{-M\lambda + k\} \{-I\lambda + k l^2\} \right] = 0$$

$$MI\lambda^2 - (Mkl^2 + Ik)\lambda + k^2 l^2 = 0$$

$$\lambda_1, \lambda_2 = \frac{(Mkl^2 + Ik) \pm \sqrt{(Mkl^2 + Ik)^2 - 4(MI)(k^2 l^2)}}{2MI}$$

$$\lambda_1, \lambda_2 = \frac{k(Ml^2 + I) \pm \sqrt{(Mkl^2)^2 + 2(Mkl^2)(Ik) + (Ik)^2 - 4(MI)(k^2 l^2)}}{2MI}$$

$$\lambda_1, \lambda_2 = \frac{k(Ml^2 + I) \pm \sqrt{(Mkl^2)^2 - 2(Mkl^2)(Ik) + (Ik)^2}}{2MI}$$

$$\lambda_1, \lambda_2 = k \left(\frac{(Ml^2 + I) \pm \sqrt{(Ml^4 - 2MIl^2 + I^2)}}{2MI} \right) \quad (4.14)$$

dimana :

M = massa total sistem (13,884 kg)

k = konstanta kekakuan total sistem (77600 N/m)

I = inersia sistem (0,323 kg.m²)

l = jarak pusat gravitasi-absorber (0,06 m)

Nilai parameter dimasukan pada persamaan 4.13 sehingga persamaan menjadi:

$$4,484532\lambda^2 - 28943,43424\lambda + 21678336 = 0 \quad (4.15)$$

Akar dari persamaan 4.15 adalah sebagai berikut:

$$\lambda_1 = 5589,167387 \text{ rad}^2/\text{s}^2$$

$$\lambda_2 = 864,891641 \text{ rad}^2/\text{s}^2$$

Nilai frekuensi natural adalah:

$$\omega_{n1} = \sqrt{\lambda_1} = \sqrt{5589,167387} = 74,76073426 \text{ rad/s} = 11,89854 \text{ Hz}$$

$$\omega_{n2} = \sqrt{\lambda_2} = \sqrt{864,891641} = 29,40914213 \text{ rad/s} = 4,68061 \text{ Hz}$$

Nilai *Eigen vector* dari setiap frekuensi natural adalah sebagai berikut:

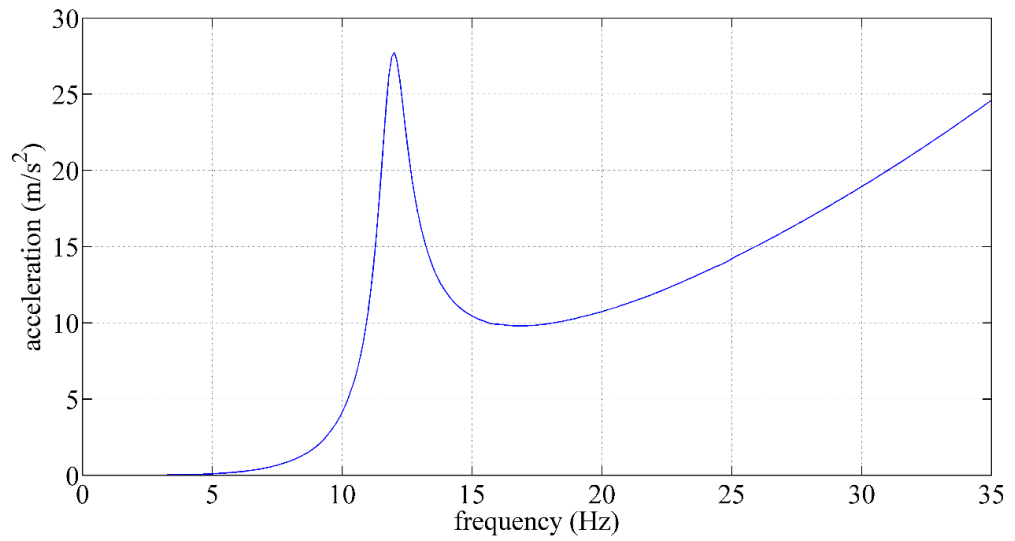
$$\{U\}_1 = \begin{Bmatrix} y \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\{U\}_2 = \begin{Bmatrix} y \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 1 \end{Bmatrix}$$

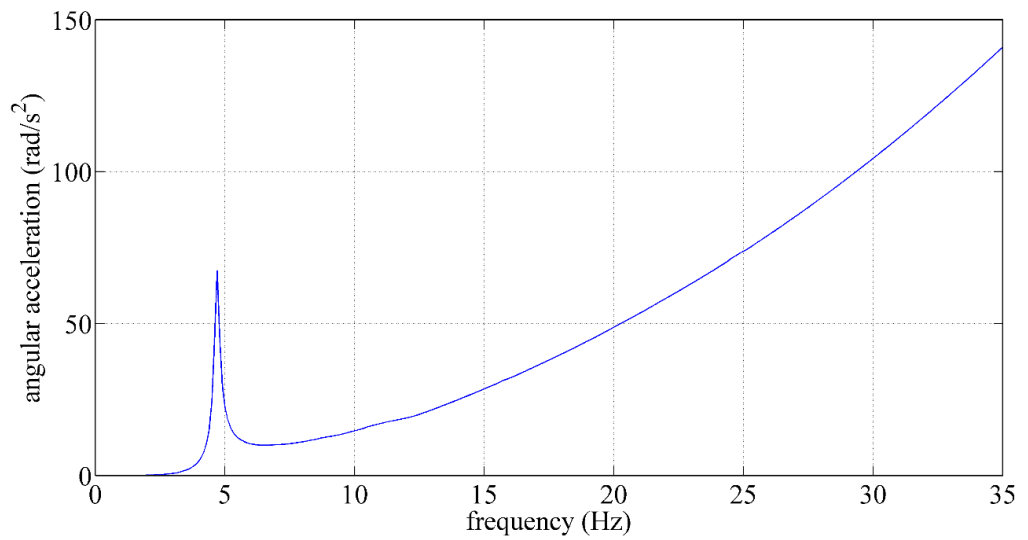
Berdasarkan hasil perhitungan dengan analisa fundamental, nilai frekuensi natural sistem tanpa penambahan *DVA* yang diperoleh sebesar 11,89855 Hz untuk arah translasi dan 4,68061 Hz untuk arah rotasi. Nilai *eigen vector* pada sistem utama menunjukkan bahwa frekuensi natural arah translasi memberikan pengaruh pada arah translasi dan frekuensi natural arah rotasi memberikan pengaruh pada arah rotasi.

4.2.2. Analisa Respon Simulasi Sistem

Nilai parameter yang diperoleh digunakan sebagai data *input* pada blok Simulink Matlab untuk mengetahui respon pada sistem utama tanpa penambahan *DVA*. Dalam pemodelan sistem, input yang digunakan adalah gaya eksitasi dari motor dan pemberat akibat massa *unbalance* yang memiliki beda fase 90°. Gaya eksitasi dari motor dan pemberat ini berupa input sinusoidal (harmonik). Dari input sinusoidal, respon yang ditampilkan berupa respon percepatan RMS dan percepatan sudut RMS terhadap variasi frekuensi eksitasi. Respon gerak arah translasi sistem ditunjukkan dengan respon percepatan sistem dan respon gerak arah rotasi sistem ditunjukkan dengan respon percepatan sudut sistem. Respon tersebut ditunjukkan pada Gambar 4.4.



(a) respon percepatan dari input $m\omega^2 r \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r \sin \omega t$



(b) respon percepatan sudut dari input $m\omega^2 r (l_1 - l_{y2}) \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r (l_2 - l_{y1}) \sin \omega t$

Gambar 4.4 Grafik Respon Percepatan dan Percepatan Sudut terhadap Rasio Frekuensi pada Sistem tanpa Penambahan DVA

Pada frekuensi eksitasi sebesar 0 Hz hingga 12 Hz, nilai percepatan meningkat seiring dengan peningkatan nilai frekuensi eksitasi seperti yang ditunjuk pada Gambar 4.3(a). Nilai percepatan menurun dengan peningkatan nilai frekuensi

ekstasi hingga 16,8 Hz. Pada kondisi ini terbentuk puncak pada respon percepatan sistem. Puncak ini menunjukkan adanya peningkatan percepatan pada frekuensi eksitasi 12 Hz yang diikuti dengan penurunan percepatan pada frekuensi eksitasi selanjutnya. Pada frekuensi eksitasi di atas 16,8 Hz, nilai percepatan meningkat terhadap peningkatan nilai frekuensi eksitasi. Hal ini disebabkan karena nilai inputan gaya eksitasi berupa fungsi dari kuadrat frekuensi sehingga respon percepatan memiliki kecenderungan yang meningkat dengan bertambahnya frekuensi eksitasi.

Nilai percepatan sudut meningkat seiring dengan peningkatan nilai frekuensi eksitasi seperti yang ditunjuk pada Gambar 4.3(b). Fenomena ini terjadi pada frekuensi eksitasi 0 Hz hingga 4,7 Hz. Kemudian nilai percepatan sudut menurun pada nilai frekuensi eksitasi hingga 6,5 Hz. Pada kondisi ini terbentuk puncak pada respon percepatan sudut sistem. Puncak ini menunjukkan adanya peningkatan percepatan sudut pada frekuensi eksitasi 4,7 Hz yang diikuti dengan penurunan percepatan sudut pada frekuensi eksitasi selanjutnya. Pada frekuensi eksitasi di atas 6,5 Hz, nilai percepatan meningkat terhadap peningkatan nilai frekuensi eksitasi. Hal ini disebabkan karena nilai inputan gaya eksitasi berupa fungsi dari kuadrat frekuensi sehingga respon percepatan sudut memiliki kecenderungan yang meningkat dengan bertambahnya frekuensi eksitasi.

Berdasarkan hasil simulasi, nilai frekuensi natural sistem ditunjukkan dengan adanya puncak pada respon percepatan dan percepatan sudut dari sistem. Frekuensi natural arah translasi terjadi pada frekuensi eksitasi sebesar 12 Hz dengan nilai percepatan sebesar $27,73 \text{ m/s}^2$. Pada arah rotasi, frekuensi natural sistem terjadi pada frekuensi eksitasi sebesar 4,7 Hz dengan nilai percepatan sudut sebesar $67,46 \text{ rad/s}^2$. Frekuensi natural sistem berbeda antara translasi dan rotasi, dimana gerakan translasi dan rotasi pada sistem utama tidak terkait.

4.2.3. Pembahasan Analisa Perhitungan dan Hasil Simulasi

Berdasarkan hasil simulasi dan perhitungan, perbedaan nilai frekuensi natural antara hasil simulasi dan perhitungan ditunjukkan pada Tabel 4.6.

Tabel 4.6 Perbandingan Frekuensi Natural Hasil Simulasi dan Perhitungan

Nilai Frekuensi Natural		Persentase Selisih (%)
Hasil Simulasi	Hasil Perhitungan	
12	11,89854	0,853
4,7	4,68061	0,414

Dari Tabel 4.6, perbedaan nilai frekuensi natural antara hasil simulasi dan perhitungan tidak signifikan. Hal ini menunjukkan bahwa pemodelan sistem utama dengan Simulink Matlab sesuai dengan hasil perhitungan sehingga simulasi dapat digunakan untuk mewakili sistem utama. Nilai frekuensi natural yang berbeda antara gerakan translasi dan rotasi juga ditunjukkan pada hasil simulasi dan perhitungan. Pada hasil perhitungan, nilai *eigen vector* dari frekuensi natural pertama dan kedua menunjukkan bahwa frekuensi natural pertama terjadi hanya pada arah translasi sistem dan frekuensi natural kedua terjadi hanya pada arah rotasi sistem. Perbedaan frekuensi natural antara translasi dan rotasi ini disebabkan pada nilai $k_{1l3} = k_{2l4}$ yang sama mengakibatkan sistem utama menjadi tidak terkopel sehingga nilai frekuensi natural antara gerakan translasi dan rotasi dapat diselesaikan terpisah. Kondisi ini terlihat pada Gambar 4.4 dari hasil simulasi, dimana nilai frekuensi natural antara translasi dan rotasi berbeda. Efek tidak terkopel ini menyebabkan sistem mengalami gerakan translasi ketika gaya eksitasi yang diberikan ke arah translasi dan sistem mengalami gerakan rotasi ketika gaya eksitasi yang diberikan ke arah rotasi.

4.3.Sistem dengan Penambahan *Dual DVA-Independent*

Pemodelan sistem dengan penambahan *dual DVA-independent* memiliki 4 DOF. Gerakan ini meliputi gerakan translasi sistem utama, gerakan rotasi sistem utama, gerakan dari *DVA* pertama dan gerakan dari *DVA* kedua. Dalam pemodelan ini, parameter *DVA* ditentukan dengan menggunakan perbandingan terhadap parameter sistem utama.

4.3.1. Analisa Perhitungan Sistem dengan Penambahan *Dual DVA-Independent*

Analisa perhitungan dilakukan untuk mendapatkan nilai frekuensi natural dan *eigen vector* dari sistem dengan penambahan *dual DVA-independent*. Analisa perhitungan ini digunakan sebagai pembandingan hasil simulasi sesuai dengan perhitungan. Frekuensi natural sistem utama dapat diketahui melalui perhitungan dengan analisa fundametal. Frekuensi natural sistem utama dapat diketahui melalui perhitungan dengan analisa fundametal. Persamaan gerak dari sistem dengan penambahan *dual DVA-independent* adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} M & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_a & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (c_1 + c_2 + c_b + c_a) & -(c_2 l_4 + c_b b) + (c_1 l_3 + c_a b) & -c_a & -c_b \\ -(c_2 l_4 - c_1 l_3 + c_b b - c_a b) & (c_1 l_3^2 + c_2 l_4^2 + c_a b^2 + c_b b^2) & -c_a b & c_a b \\ -c_a & -c_a b & c_a & 0 \\ -c_b & -c_b b & 0 & c_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \end{bmatrix} \\
 & + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2 + k_b + k_a) & -(k_2 l_4 + k_b b) + (k_1 l_3 + k_a b) & -k_a & -k_b \\ -(k_2 l_4 - k_1 l_3 + k_b b - k_a b) & (k_1 l_3^2 + k_2 l_4^2 + k_a b^2 + k_b b^2) & -k_a b & k_a b \\ -k_a & -k_a b & k_a & 0 \\ -k_b & -k_b b & 0 & k_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \theta \\ y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} \\
 & = \begin{bmatrix} m\omega^2 r \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r \sin \omega t \\ m\omega^2 r (l_1 - l_{y1}) \sin(\omega t + 90^\circ) - m\omega^2 r (l_2 + l_{y2}) \sin \omega t \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{4.16}$$

Dalam perhitungan nilai frekuensi natural, asumsi yang digunakan yaitu nilai redaman dan gaya eksternal diabaikan. Nilai \ddot{y} dan $\ddot{\theta}$ diubah dengan mensubstitusikan $\ddot{y} = -\lambda y$ dan $\ddot{\theta} = -\lambda \theta$, sehingga persamaan 4.16 menjadi:

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} M & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_a & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \theta \\ y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} y \\ \theta \\ y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2 + k_b + k_a) & -(k_2 l_4 + k_b b) + (k_1 l_3 + k_a b) & -k_a & -k_b \\ -(k_2 l_4 - k_1 l_3 + k_b b - k_a b) & (k_1 l_3^2 + k_2 l_4^2 + k_a b^2 + k_b b^2) & -k_a b & k_a b \\ -k_a & -k_a b & k_a & 0 \\ -k_b & -k_b b & 0 & k_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \theta \\ y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \\
 & \begin{bmatrix} -M\omega^2 + (k_1 + k_2 + k_b + k_a) & (k_1 l_3 + k_a b) & -k_a & -k_b \\ -(k_2 l_4 - k_1 l_3 + k_b b - k_a b) & -I\omega^2 + (k_1 l_3^2 + k_2 l_4^2 + k_a b^2 + k_b b^2) & -k_a b & k_b b \\ -k_a & -k_a b & -m_a \omega^2 + k_a & 0 \\ -k_b & -k_b b & 0 & -m_b \omega^2 + k_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \theta \\ y_1 \\ y_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{4.17}
 \end{aligned}$$

dimana :

M = massa total sistem (13,884 kg)

k_1 = konstanta kekakuan *beam* 1 (38800 N/m)

k_2 = konstanta kekakuan *beam* 2 (38800 N/m)

l_3 = jarak *beam* 1 dengan pusat gravitasi sistem (0,06 m)

l_4 = jarak *beam* 2 dengan pusat gravitasi sistem (0,06 m)

I = inersia sistem (0,323 kg.m²)

L = panjang plat penyangga (0,53 m)

m_a = massa *DVA* 1 dengan variasi massa 1/80 M (0,17355 kg), 1/40 M (0,3471 kg), dan 1/20 M (0,6942 kg)

m_b = massa *DVA* 2 dengan variasi massa 1/80 M (0,174 kg), 1/40 M (0,347 kg), dan 1/20 M (0,694 kg)

k_a = konstanta kekakuan *DVA* 1 dengan variasi konstanta kekakuan 1/80 k (970 N/m), 1/40 k (1940 N/m), dan 1/20 k (3880 N/m)

k_b = konstanta kekakuan *DVA* 2 dengan variasi konstanta kekakuan 1/80 k (970 N/m), 1/40 k (1940 N/m), dan 1/20 k (3880 N/m)

b = jarak dari pusat gravitasi-*absorber* dengan variasi 0,02m; 0,13m (1/4 L); dan 0,26 m (1/2 L)

Pada matriks persamaan 4.10, nilai frekuensi natural dapat ditentukan dengan menghitung determinan dari matriks tersebut. Nilai frekuensi natural tersebut dapat dilihat pada Tabel 4.7. Berdasarkan Tabel 4.7, penambahan *dual DVA-independent* dapat menggeser nilai frekuensi natural sistem utama. Pergeseran nilai frekuensi natural terbesar terdapat pada rasio konstanta kekakuan 1/20 dan rasio massa 1/20, dimana *dual DVA-independent* terletak di ujung (1/2 L).

Tabel 4.7. Perhitungan Nilai Frekuensi Natural Sistem dengan Penambahan *Dual DVA-Independent*

b (m)	rasio m_a/M	rasio $k_a/(k_1+k_2)$	frekuensi natural translasi (Hz)		frekuensi natural rotasi (Hz)		selisih frekuensi natural terhadap frekuensi natural translasi sistem tanpa DVA (Hz)				selisih frekuensi natural terhadap frekuensi natural rotasi sistem tanpa DVA (Hz)			
			ω_{nt1}	ω_{nt2}	ω_{nr1}	ω_{nr2}	$ \omega_{nt1} - \omega_{nr1} $	$ \omega_{nt1} - \omega_{nr2} $	$ \omega_{nr1} - \omega_{nr2} $	$ \omega_{nr1} - \omega_{nt1} $	$ \omega_{nt1} - \omega_{nr1} $	$ \omega_{nt1} - \omega_{nr2} $	$ \omega_{nr1} - \omega_{nr2} $	$ \omega_{nr1} - \omega_{nt1} $
0,02	1/80	1/80	10,995	12,8763	4,6794	11,9016	6,31439	8,19569	0,00121	7,22099	0,9035	0,9778	7,2191	0,0031
		1/40	8,3127	12,0429	4,6791	8,4162	3,63209	7,36229	0,00151	3,73559	3,5858	0,1444	7,2194	3,4823
		1/20	5,9247	11,9479	4,678	5,9526	1,24409	7,26729	0,00261	1,27199	5,9738	0,0494	7,2205	5,9459
	1/40	1/80	11,3852	17,5858	4,6784	16,8349	6,70459	12,90519	0,00221	12,15429	0,5133	5,6873	7,2201	4,9364
		1/40	10,6782	13,303	4,6782	11,9046	5,99759	8,62239	0,00241	7,22399	1,2203	1,4045	7,2203	0,0061
		1/20	8,2193	12,1797	4,6777	8,4188	3,53869	7,49909	0,00291	3,73819	3,6792	0,2812	7,2208	3,4797
	1/20	1/80	11,2008	25,2794	4,6764	23,8184	6,52019	20,59879	0,00421	19,13779	0,6977	13,3809	7,2221	11,9199
		1/40	10,9807	18,2336	4,6762	16,8427	6,30009	13,55299	0,00441	12,16209	0,9178	6,3351	7,2223	4,9442
		1/20	10,165	13,9277	4,6758	11,9106	5,48439	9,24709	0,00481	7,22999	1,7335	2,0292	7,2227	0,0121
0,13 (1/4L)	1/80	1/80	10,995	12,8763	4,6313	12,0252	6,31439	8,19569	0,04931	7,34459	0,9035	0,9778	7,2672	0,1267
		1/40	8,3127	12,0429	4,6209	8,5222	3,63209	7,36229	0,05971	3,84159	3,5858	0,1444	7,2776	3,3763
		1/20	5,9247	11,9479	4,5796	6,8084	1,24409	7,26729	0,10101	2,12779	5,9738	0,0494	7,3189	5,0901
	1/40	1/80	11,3852	17,5858	4,5914	17,1541	6,70459	12,90519	0,08921	12,47349	0,5133	5,6873	7,3071	5,2556
		1/40	10,6424	13,303	4,5839	12,1496	5,96179	8,62239	0,09671	7,46899	1,2561	1,4045	7,3146	0,2511
		1/20	8,2193	12,1797	4,5646	8,6274	3,53869	7,49909	0,11601	3,94679	3,6792	0,2812	7,3339	3,2711
	1/20	1/80	11,2008	25,2794	4,5136	24,6774	6,52019	20,59879	0,16701	19,99679	0,6977	13,3809	7,3849	12,7789
		1/40	10,9807	18,2336	4,5075	17,4731	6,30009	13,55299	0,17311	12,79249	0,9178	6,3351	7,391	5,5746
		1/20	10,165	13,9277	4,4941	12,3924	5,48439	9,24709	0,18651	7,71179	1,7335	2,0292	7,4044	0,4939
0,26 (1/2L)	1/80	1/80	10,995	12,8763	4,4941	12,3924	6,31439	8,19569	0,18651	7,71179	0,9035	0,9778	7,4044	0,4939
		1/40	8,3127	12,0429	4,4606	8,8284	3,63209	7,36229	0,22001	4,14779	3,5858	0,1444	7,4379	3,0701
		1/20	5,9247	11,9479	4,3527	6,3974	1,24409	7,26729	0,32791	1,71679	5,9738	0,0494	7,5458	5,5011
	1/40	1/80	11,3852	17,5858	4,3539	18,0898	6,70459	12,90519	0,32671	13,40919	0,5133	5,6873	7,5446	6,1913
		1/40	10,6424	13,303	4,3319	12,8564	5,96179	8,62239	0,34871	8,17579	1,2561	1,4045	7,5666	0,9579
		1/20	8,2193	12,1797	4,2799	9,2012	3,53869	7,49909	0,40071	4,52059	3,6792	0,2812	7,6186	2,6973
	1/20	1/80	11,2008	25,2794	4,106	27,1275	6,52019	20,59879	0,57461	22,44689	0,6977	13,3809	7,7925	15,229
		1/40	10,9807	18,2336	4,0913	19,2509	6,30009	13,55299	0,58931	14,57029	0,9178	6,3351	7,8072	7,3524
		1/20	10,165	13,9277	4,0603	13,7162	5,48439	9,24709	0,62031	9,03559	1,7335	2,0292	7,8382	1,8177

Keterangan: b adalah jarak *absorber*-pusat gravitasi

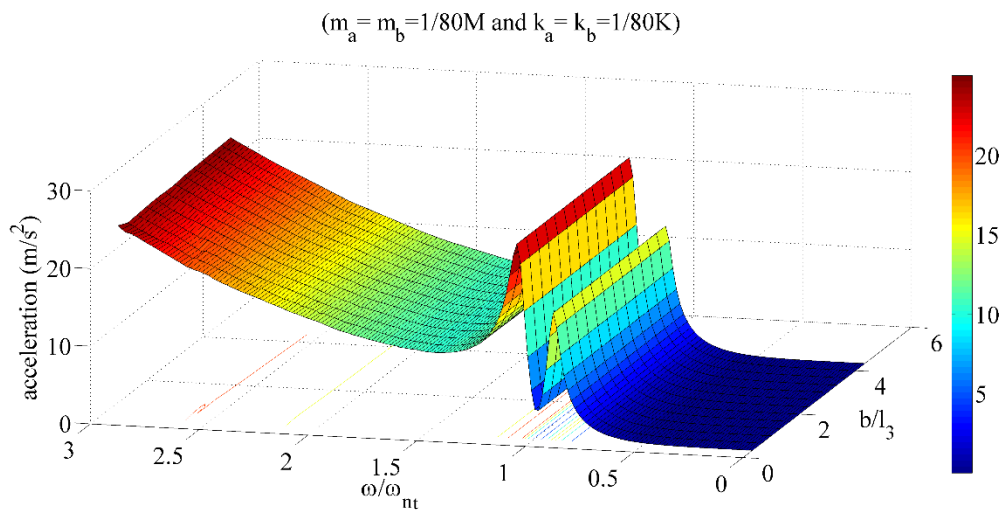
4.3.2. Analisa Respon Hasil Simulasi

Setelah penentuan parameter pada *dual DVA-independent*, pemodelan dinamis sistem dengan penambahan *dual DVA-independent* dilakukan dengan Simulink Matlab. Blok simulasi pada pemodelan dinamis sistem terdapat pada Gambar 3.7. Hasil dari pemodelan tersebut ditampilkan dalam grafik 3 dimensi dan grafik 2 dimensi.

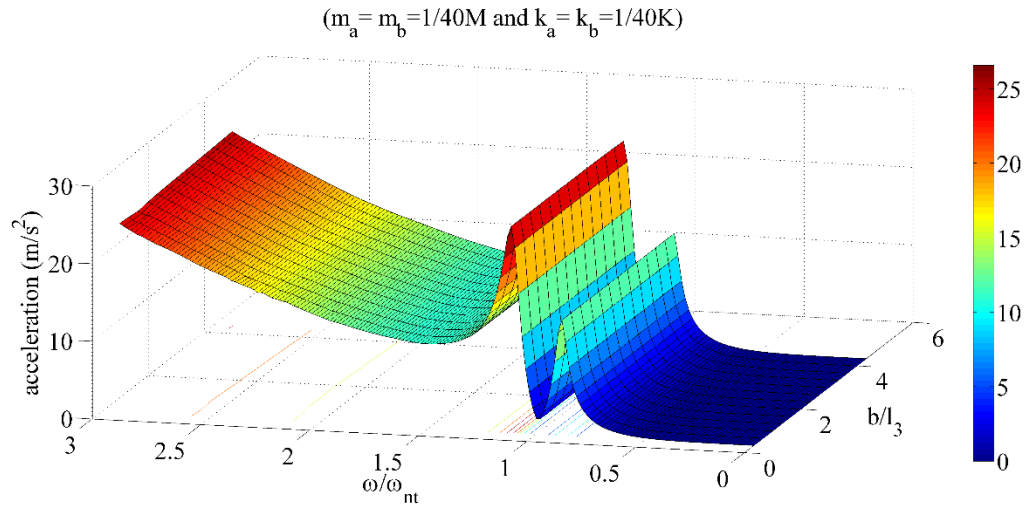
4.2.3.1. Grafik 3 Dimensi

a. Respon percepatan terhadap frekuensi dan jarak *absorber*-pusat gravitasi

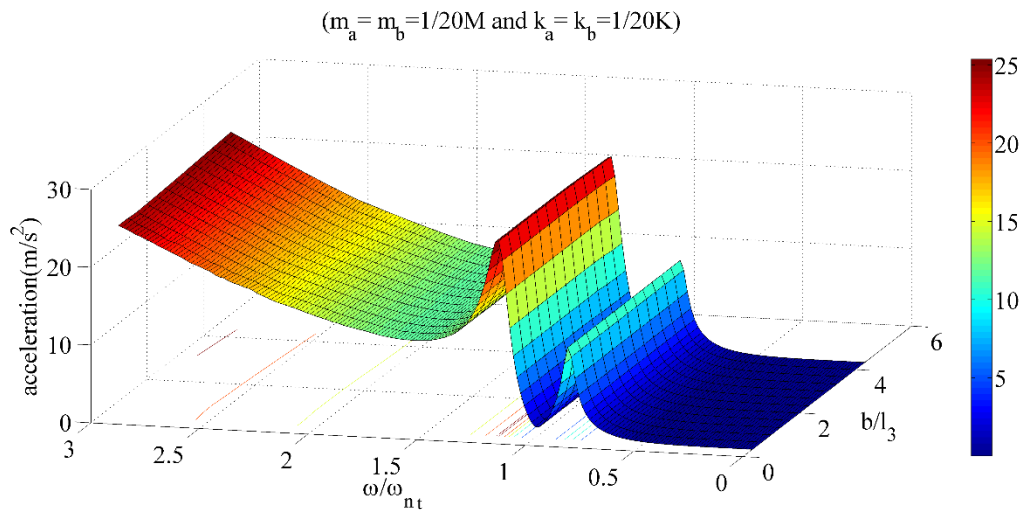
Berdasarkan Gambar 4.5, respon percepatan terhadap frekuensi dan jarak *absorber*-pusat gravitasi memiliki dua puncak. Puncak ini terbentuk disebabkan adanya penambahan *dual DVA-independent* pada sistem, dimana kedua frekuensi natural yang terbentuk bergeser dari $\omega/\omega_n = 1$. Grafik respon percepatan terhadap jarak *absorber*-pusat gravitasi cenderung sama dari $b=0.02$ m hingga $b=0.26$ m ($0.5L$). Hal ini menunjukkan bahwa penempatan *dual DVA-independent* tidak memberikan pengaruh pada gerakan translasi dari sistem.



(a) Penambahan *Dual DVA-Independent* dengan $m_a=m_b=1/80$ M dan $k_a=k_b=1/80K$ dari input $m\omega^2r \sin (\omega t+90^\circ) + m\omega^2r \sin \omega t$



(b) Penambahan *Dual DVA-Independent* dengan $m_a=m_b=1/40$ M dan $k_a=k_b=1/40K$ dari input $m\omega^2r \sin (\omega t+90^\circ) + m\omega^2r \sin \omega t$

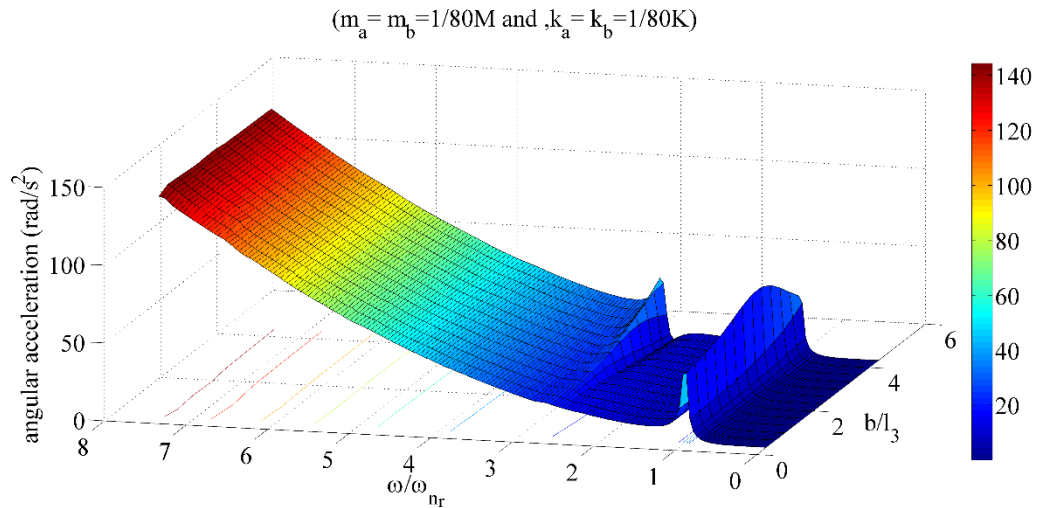


(c) Penambahan *Dual DVA-Independent* dengan $m_a=m_b=1/20$ M dan $k_a=k_b=1/20K$ dari input $m\omega^2r \sin (\omega t+90^\circ) + m\omega^2r \sin \omega t$

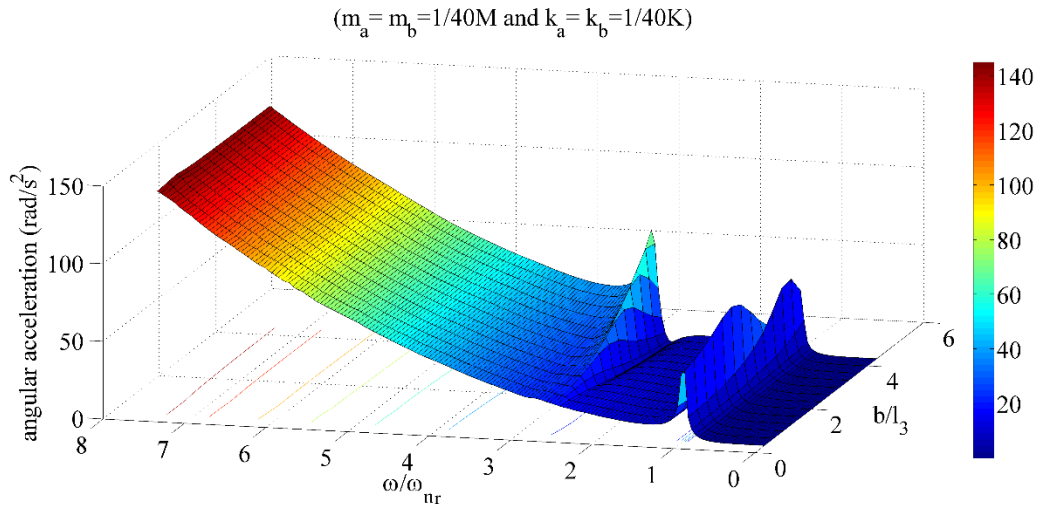
Gambar 4.5 Grafik Respon Percepatan Sistem terhadap Variasi Frekuensi dan Jarak *Dual DVA-Independent*-Pusat Gravitasi.

b. Respon percepatan sudut terhadap frekuensi dan jarak *absorber*-pusat massa

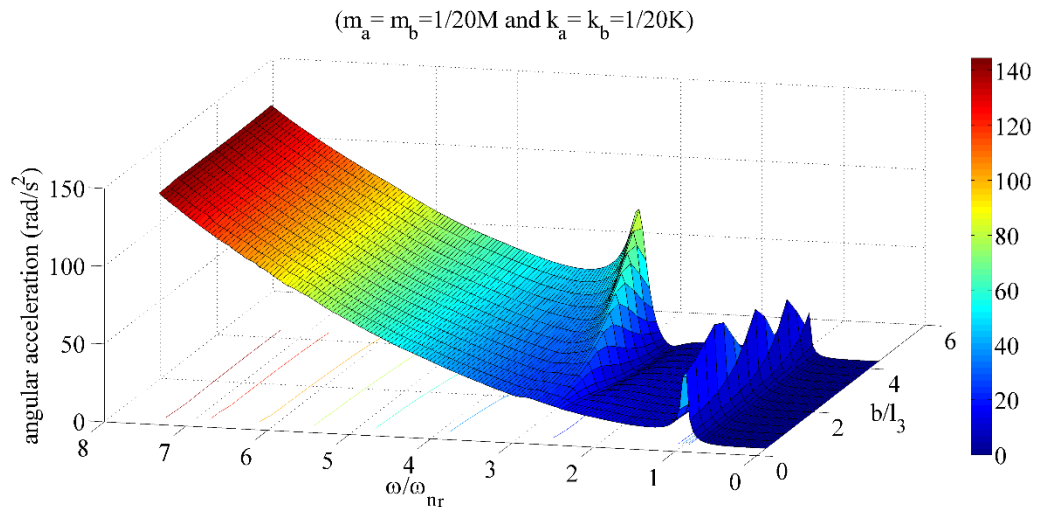
Berdasarkan Gambar 4.6, respon percepatan sudut terhadap frekuensi dan jarak *absorber*-pusat gravitasi memiliki dua puncak. Puncak tersebut menunjukkan penambahan *dual DVA-independent* pada sistem utama memberikan tambahan 1 frekuensi natural. Frekuensi natural pertama berada di sekitar $\omega/\omega_n = 1$ dan frekuensi natural kedua berada di sekitar $\omega/\omega_n = 1$. Frekuensi natural yang terbentuk bergeser terhadap perubahan jarak *absorber*-pusat gravitasi. Nilai percepatan sudut pada sistem dengan penambahan *dual DVA-independent* berbeda terhadap perubahan jarak *absorber*-pusat gravitasi. Hal ini menunjukkan perubahan jarak *absorber*-pusat gravitasi memberikan pengaruh terhadap gerakan rotasi dari sistem utama.



(a) Penambahan *Dual DVA-Independent* dengan $m_a = m_b = 1/80 M$ dan $k_a = k_b = 1/80K$ dari input $m\omega^2 r (l_1 - l_{y2}) \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r (l_2 - l_{y1}) \sin \omega t$



(b) Penambahan *Dual DVA-Independent* dengan $m_a = m_b = 1/40 M$ dan $k_a = k_b = 1/40K$ dari input $m\omega^2 r (l_1 - l_{y2}) \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r (l_2 - l_{y1}) \sin \omega t$



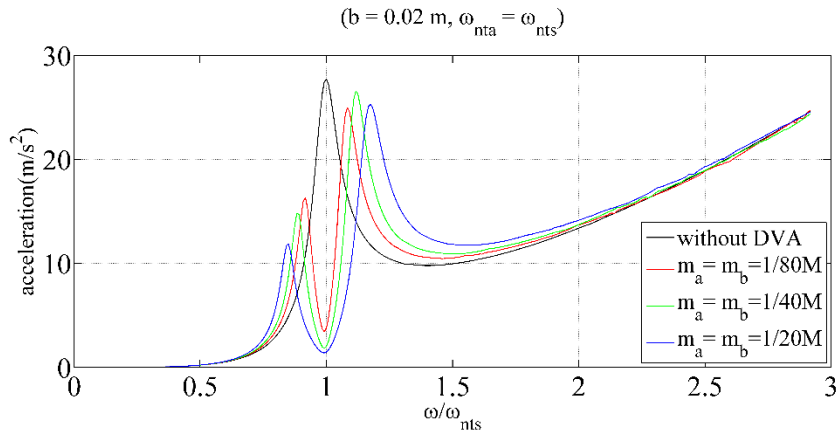
(c) Penambahan *Dual DVA-Independent* dengan $m_a = m_b = 1/20 M$ dan $k_a = k_b = 1/20K$ dari input $m\omega^2 r (l_1 - l_{y2}) \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r (l_2 - l_{y1}) \sin \omega t$

Gambar 4.6 Grafik Respon Percepatan Sudut Sistem terhadap Variasi Frekuensi Dan Jarak *Absorber*-Pusat Gravitasi.

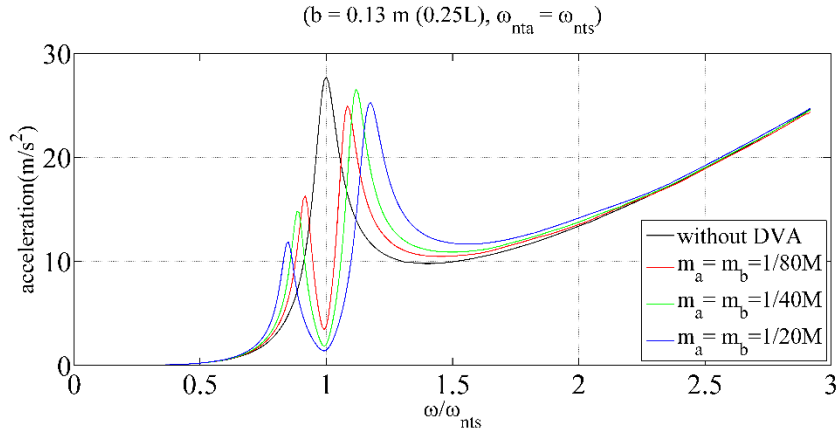
4.2.3.2. Grafik 2 Dimensi

a. Respon percepatan terhadap frekuensi dengan variasi massa *dual DVA-independent*

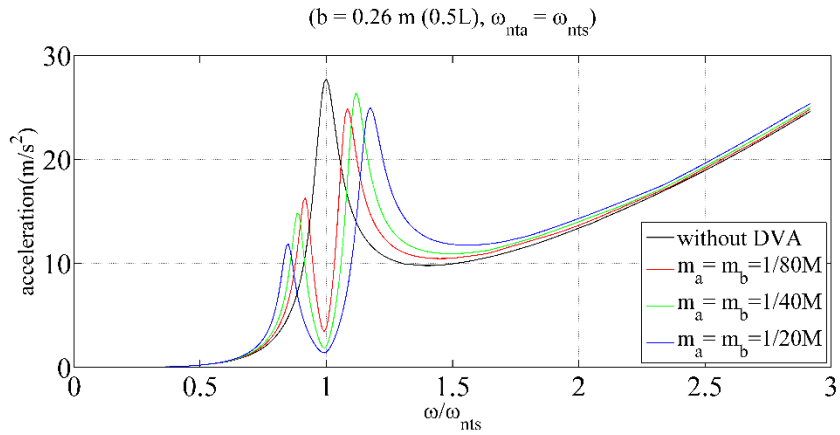
Pada Gambar 4.7, respon percepatan sistem meningkat seiring dengan bertambahnya frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 0,9167 untuk rasio massa 1/80; 0,8917 untuk rasio massa 1/40; dan 0,85 untuk rasio massa 1/20. Pada titik ini terbentuk puncak pertama dalam grafik. Kemudian respon percepatan sistem menurun yang diikuti dengan peningkatan frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 0,9917. Pada rasio frekuensi 0,9917, daerah lembah terbentuk sebagai akibat penambahan *dual DVA-independent*. Pada titik ini, nilai percepatan untuk $b=0,02\text{ m}$ sebesar $3,432\text{ m/s}^2$ saat rasio massa 1/80; $1,841\text{ m/s}^2$ saat rasio massa 1/40; dan $1,401\text{ m/s}^2$ saat rasio massa 1/20. Pada $b=0,13\text{ m}$ (0,25L), nilai percepatan sebesar $3,414\text{ m/s}^2$ saat rasio massa 1/80; $1,839\text{ m/s}^2$ saat rasio massa 1/40; dan $1,402\text{ m/s}^2$ saat rasio massa 1/20. Pada $b=0,26\text{ m}$ (0,5L), nilai percepatan sebesar $3,442\text{ m/s}^2$ saat rasio massa 1/80; $1,849\text{ m/s}^2$ saat rasio massa 1/40; dan $1,404\text{ m/s}^2$ saat rasio massa 1/20. Ketika rasio frekuensi di atas 0,9917, nilai percepatan sistem kembali meningkat hingga rasio frekuensi 1,083 untuk rasio massa 1/80; 1,117 untuk rasio massa 1/40; dan 1,175 untuk rasio massa 1/20. Pada rasio frekuensi tersebut, puncak kedua pada grafik terbentuk. Kemudian nilai percepatan sistem menurun hingga rasio frekuensi 1,4583 untuk rasio massa 1/80 pada $b=0,02\text{ m}$; 1,45 untuk rasio massa 1/80 pada $b=0,13\text{ m}$ (0,25L) dan $b=0,26\text{ m}$ (0,5L); 1,492 untuk rasio massa 1/40 pada $b=0,02\text{ m}$ dan $b=0,26\text{ m}$ (0,5L); dan 1,500 untuk rasio massa 1/40 pada $b=0,13\text{ m}$ (0,25L); dan 1,5667 untuk rasio massa 1/20 pada $b=0,02\text{ m}$; 1,55 untuk rasio massa 1/20 pada $b=0,13\text{ m}$ (0,25L); dan 1,5583 untuk rasio massa 1/20 pada $b=0,26\text{ m}$ (0,5L). Pada titik ini, daerah lembah terbentuk kembali. Nilai percepatan kembali meningkat dengan bertambahnya frekuensi eksitasi. Hal ini disebabkan gaya eksitasi dari massa *unbalance* merupakan fungsi dari kuadrat frekuensi eksitasi dari motor sehingga respon percepatan terus meningkat seiring dengan frekuensi eksitasi yang semakin bertambah.



(a) pada b=0,02 m dari input $m\omega^2 r \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r \sin \omega t$



(b) pada b=0,13 m (0,25L) dari input $m\omega^2 r \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r \sin \omega t$



(c) pada b=0,26 m (0,5L) dari input $m\omega^2 r \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r \sin \omega t$

Gambar 4.7 Grafik Respon Percepatan terhadap Rasio Frekuensi Sistem dengan Penambahan *Dual DVA-Independent Variasi Massa Dual DVA-Independent*.

Penambahan *dual DVA-independent* menyebabkan terbentuknya dua puncak pada sistem seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.7. Puncak ini menunjukkan frekuensi natural sistem. Dari Gambar 4.7, respon percepatan cenderung sama pada $b=0,02$ m; $b=0,13$ m (0,25L); dan $b=0,26$ m (0,5L). Variasi rasio massa dapat menggeser frekuensi natural ke kiri dan frekuensi natural kedua ke kanan seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.7 dan Tabel 4.8. Pada Gambar 4.7 dan Tabel 4.8, rentang antar rasio frekuensi semakin meningkat dengan rasio massa semakin besar. Rentang terbesar antara rasio frekuensi sebesar 0,325 untuk rasio massa 1/20 pada $b=0,02$ m; $b=0,13$ m (0,25L) dan $b=0,26$ m (0,5L). Nilai rentang antar frekuensi yang meningkat ini diikuti dengan nilai percepatan yang semakin berkurang pada frekuensi natural pertama dan kedua. Pada rasio frekuensi 0,9917, penambahan rasio massa menyebabkan nilai percepatan sistem semakin menurun. Pada titik ini, penambahan massa memberikan pengaruh penurunan nilai percepatan terhadap sistem tanpa penambahan *dual DVA-independent*, dimana nilai percepatan sistem sebesar $27,73 \text{ m/s}^2$.

Tabel 4.8 Nilai Rasio Frekuensi Natural Pertama dan Kedua pada Arah Translasi

Nilai b	Rasio massa	$\frac{\omega_{n1}}{\omega_n}$	\ddot{y}_a (m/s ²)	$\frac{\omega_{n2}}{\omega_n}$	\ddot{y}_b (m/s ²)	Selisih $\left(\frac{\omega_{n2}}{\omega_n} - \frac{\omega_{n1}}{\omega_n}\right)$
0,02 m	1/80	0,9167	16,35	1,083	24,98	0,1663
	1/40	0,8917	14,68	1,117	26,6	0,2253
	1/20	0,85	11,87	1,175	25,31	0,325
0,25L	1/80	0,9167	16,35	1,083	24,98	0,1663
	1/40	0,8917	14,68	1,117	26,59	0,2253
	1/20	0,85	11,87	1,175	25,28	0,325
0,5L	1/80	0,9167	16,35	1,083	24,91	0,1663
	1/40	0,8917	14,68	1,117	26,39	0,2253
	1/20	0,85	11,87	1,175	24,96	0,325

Keterangan :

\ddot{y}_a adalah percepatan saat ω_{n1}/ω_n

\ddot{y}_b adalah percepatan saat ω_{n2}/ω_n

Berdasarkan Tabel 4.9, penggunaan *dual DVA-independent* dapat mereduksi percepatan pada rentang antar rasio frekuensi eksitasi tertentu. Hal ini sesuai dengan konsep penggunaan *DVA* yang hanya dapat mereduksi getaran pada frekuensi tertentu. Berdasarkan hasil simulasi, semakin besar rasio massa maka semakin besar rentang antar rasio frekuensi yang mampu direduksi. Rentang antar rasio frekuensi yang mampu direduksi terbesar adalah 0,2337 untuk rasio massa 1/20 pada $b=0,02$ m; $b=0,13$ m (0,25L); dan $b=0,26$ m (0,5L).

Tabel 4. 9 Nilai Rasio Frekuensi Perpotongan Grafik Respon Percepatan Sistem tanpa *Dual DVA-Independent* terhadap Sistem dengan *Dual DVA-Independent* pada Arah Translasi

Nilai b	Rasio massa	$\frac{\omega_{n1}}{\omega_n}$	\ddot{y}_c (m/s ²)	$\frac{\omega_{n2}}{\omega_n}$	\ddot{y}_d (m/s ²)	Selisih $\left(\frac{\omega_{n2}}{\omega_n} - \frac{\omega_{n1}}{\omega_n}\right)$
0,02 m	1/80	0,9324	13,53	1,058	19,36	0,1256
	1/40	0,9128	10,29	1,083	16,47	0,1702
	1/20	0,8833	7,14	1,117	14,05	0,2337
0,25L	1/80	0,9324	13,53	1,058	19,60	0,1256
	1/40	0,9128	10,29	1,083	16,80	0,1702
	1/20	0,8833	7,14	1,117	14,05	0,2337
0,5L	1/80	0,9324	13,53	1,058	19,61	0,1256
	1/40	0,9128	10,29	1,083	16,8	0,1702
	1/20	0,8833	7,14	1,117	14,05	0,2337

Keterangan :

\ddot{y}_c adalah percepatan saat ω_{n1}/ω_n

\ddot{y}_d adalah percepatan saat ω_{n2}/ω_n

Berdasarkan hasil simulasi dengan variasi massa *dual DVA-independent*, penambahan rasio massa dapat mempengaruhi gerakan translasi dari sistem utama dengan memperbesar rentang antar rasio frekuensi natural dan rentang antar rasio frekuensi yang mampu direduksi. Semakin besar rentang antar frekuensi ini diikuti dengan nilai percepatan pada frekuensi natural pertama dan kedua semakin kecil.

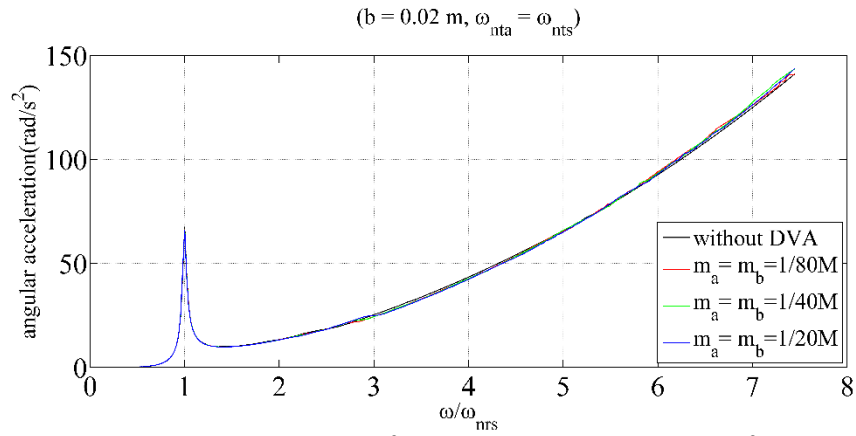
Pada rasio frekuensi 0,9917, nilai percepatan semakin menurun dengan semakin besar rasio massa *dual DVA-independent*.

b. Respon percepatan sudut terhadap frekuensi dengan variasi massa *dual DVA-independent*

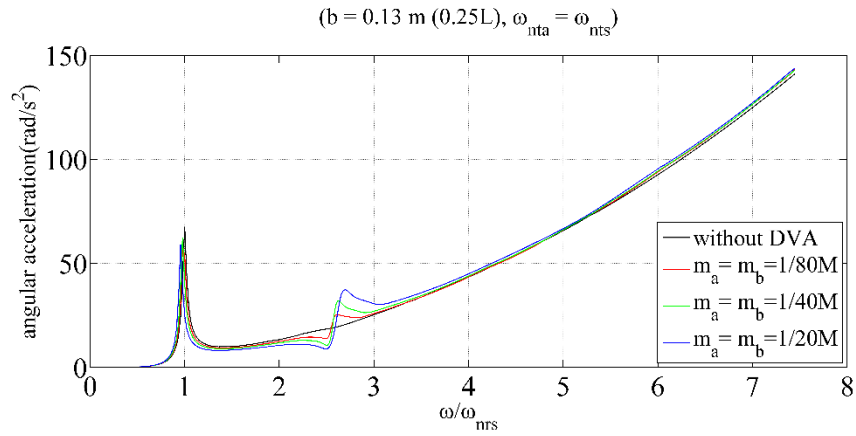
Pada Gambar 4.8, respon percepatan sudut sistem meningkat seiring dengan bertambahnya rasio frekuensi eksitasi pada $b=0,02$ m hingga rasio frekuensi 1 untuk rasio massa 1/80; 1/40; dan 1/20. Pada $b=0,13$ m (0,25L), respon percepatan sudut meningkat hingga rasio frekuensi 0,9787 untuk rasio massa 1/80; 0,9787 untuk rasio massa 1/40; dan 0,9574 untuk rasio massa 1/20. Pada $b=0,26$ m (0,5L), respon percepatan sudut meningkat hingga rasio frekuensi 0,9574 untuk rasio massa 1/80; pada $b=0,13$ m (0,25L); 0,9149 untuk rasio massa 1/40; dan 0,8723 untuk rasio massa 1/20. Pada titik ini terbentuk puncak pertama dalam grafik. Kemudian respon percepatan sudut sistem menurun yang diikuti dengan peningkatan frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 1,426 untuk $b=0,02$ m; 2,511 untuk $b=0,13$ m (0,25L) dan $b=0,26$ m (0,5L). Pada rasio frekuensi tersebut, daerah lembah. Kemudian nilai percepatan sudut sistem kembali meningkat seiring dengan semakin tinggi nilai frekuensi eksitasi pada $b=0,02$ m, dimana pada jarak tersebut tidak terbentuk puncak kedua. Pada $b=0,13$ m (0,25L), nilai percepatan sudut sistem kembali meningkat hingga rasio frekuensi 2,596 untuk rasio massa 1/80; 2,638 untuk rasio massa 1/40; dan 2,681 untuk rasio massa 1/20. Pada $b=0,26$ m (0,5L), nilai percepatan sudut sistem kembali meningkat hingga rasio frekuensi 2,66 untuk rasio massa 1/80; 2,745 untuk rasio massa 1/40; dan 2,957 untuk rasio massa 1/20. Pada $b=0,13$ m (0,25L), nilai percepatan sudut sistem kembali menurun hingga rasio frekuensi 2,802 untuk rasio massa 1/80; 2,915 untuk rasio massa 1/40; dan 3,064 untuk rasio massa 1/20. Pada $b=0,26$ m (0,5L), nilai percepatan sudut sistem kembali menurun hingga rasio frekuensi 3,021 untuk rasio massa 1/80; 3,234 untuk rasio massa 1/40; dan 3,574 untuk rasio massa 1/20. Pada jarak $b=0,13$ m (0,25L) dan $b=0,26$ m (0,5L), puncak kedua terbentuk. Pada rasio frekuensi eksitasi di atas rasio frekuensi tersebut, nilai percepatan sudut sistem semakin meningkat dengan semakin tinggi rasio frekuensi eksitasi yang diberikan. Hal ini disebabkan gaya eksitasi dari massa *unbalance* merupakan fungsi dari kuadrat frekuensi eksitasi dari

motor sehingga respon percepatan sudut terus meningkat seiring dengan rasio frekuensi eksitasi yang semakin bertambah.

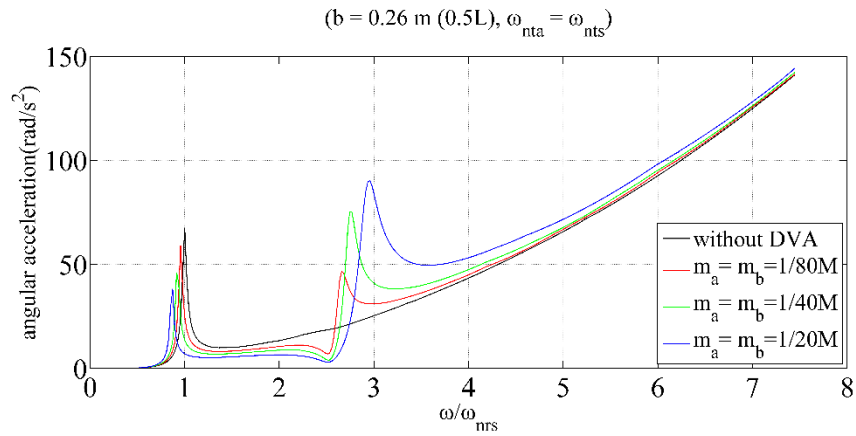
Dalam gerakan arah rotasi, penambahan *dual DVA-independent* memberikan respon yang berbeda saat nilai $b=0,02$ m; $b=0,13$ m (0,25L); dan $b=0,26$ m (0,5L) seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.8. Frekuensi natural pada sistem ini ditunjukkan dengan puncak yang terbentuk dari grafik. Pada $b=0,02$ m (Gambar 4.8(a)), respon percepatan sudut tanpa DVA dengan variasi rasio massa yang berbeda saling berhimpitan. Hal ini menunjukkan bahwa penambahan DVA pada sistem belum memberikan pengaruh pada arah rotasi pada jarak tersebut sehingga puncak kedua belum terbentuk. Puncak kedua ini merupakan hasil dari pergeseran dari posisi *dual DVA-independent*. Pada $b=0,13$ m (0,25L) (Gambar 4.8(b)) dan $b=0,26$ m (0,5L) (Gambar 4.8(c)), respon percepatan sudut sistem dengan variasi rasio massa memiliki kecenderungan kurva yang sama dengan nilai percepatan sudut dan rasio frekuensi yang berbeda. Berdasarkan Gambar 4.8 dan Tabel 4.10, frekuensi natural pertama cenderung berada dekat dengan frekuensi natural sistem tanpa DVA sedangkan frekuensi natural kedua berada jauh dari frekuensi natural sistem tanpa DVA. Rentang terbesar antara frekuensi natural pertama dengan frekuensi natural kedua sebesar 1,7236 untuk rasio massa 1/20 pada $b=0,25L$ dan 2,0847 untuk rasio massa 1/20 pada $b=0,5L$. Variasi massa *dual DVA-independent* memberikan pengaruh pada frekuensi natural dan nilai percepatan. Semakin besar rasio massa *dual DVA-independent* frekuensi natural pertama cenderung bergeser ke kiri, dimana nilai percepatan sudut semakin berkurang dengan penambahan rasio massa *dual DVA-independent*. Frekuensi natural kedua cenderung bergeser ke kanan dengan nilai percepatan sudut cenderung meningkat dengan penambahan rasio massa *dual DVA-independent*. Pada rasio frekuensi 1, penambahan rasio massa *dual DVA-independent* menyebabkan nilai percepatan sudut sistem semakin menurun. Pada titik ini, penambahan massa memberikan pengaruh penurunan nilai percepatan sudut terhadap sistem tanpa penambahan *dual DVA-independent*, dimana nilai percepatan sistem sebesar $67,46 \text{ rad/s}^2$.



(a) pada $b=0,02$ m dari input $m\omega^2 r(l_1-l_{y2}) \sin(\omega t+90^\circ) + m\omega^2 r(l_2-l_{y1}) \sin \omega t$



(b) pada $b=0,13$ m(0,25L) dari input $m\omega^2 r(l_1-l_{y2}) \sin(\omega t+90^\circ) + m\omega^2 r(l_2-l_{y1}) \sin \omega t$



(c) pada $b=0,26$ m(0,5L) dari input $m\omega^2 r(l_1-l_{y2}) \sin(\omega t+90^\circ) + m\omega^2 r(l_2-l_{y1}) \sin \omega t$

Gambar 4.8. Grafik Respon Percepatan Sudut terhadap Rasio Frekuensi Sistem dengan Penambahan *Dual DVA-Independent Variasi Massa Dual DVA-Independent*.

Tabel 4.10 Nilai Rasio Frekuensi Natural Pertama dan Rasio Frekuensi Natural Kedua pada Arah Rotasi

Nilai b	Rasio massa	$\frac{\omega_{n1}}{\omega_n}$	\ddot{y}_a (rad/s ²)	$\frac{\omega_{n2}}{\omega_n}$	\ddot{y}_b (rad/s ²)	Selisih $\left(\frac{\omega_{n2}}{\omega_n} - \frac{\omega_{n1}}{\omega_n}\right)$
0,02 m	1/80	1	66,02	-	-	-
	1/40	1	65,84	-	-	-
	1/20	1	65,46	-	-	-
0,25L	1/80	0,9787	58,84	2,596	25,09	1,6173
	1/40	0,9787	62,1	2,638	32,14	1,6593
	1/20	0,9574	58,68	2,681	37,02	1,7236
0,5L	1/80	0,9574	58,78	2,66	46,55	1,7026
	1/40	0,9149	46,43	2,745	75,32	1,8301
	1/20	0,8723	37,55	2,957	89,58	2,0847

Keterangan :

\ddot{y}_a adalah percepatan sudut saat ω_{n1}/ω_n

\ddot{y}_b adalah percepatan sudut saat ω_{n2}/ω_n

Berdasarkan Tabel 4.11, penggunaan *dual DVA-independent* dapat mereduksi percepatan sudut pada rentang antar rasio frekuensi eksitasi tertentu. Hal ini sesuai dengan konsep penggunaan *DVA* yang hanya dapat mereduksi getaran pada frekuensi tertentu. Berdasarkan hasil simulasi, semakin besar rasio massa maka semakin besar rentang antar rasio frekuensi yang mampu direduksi. Rentang antar rasio frekuensi yang mampu direduksi terbesar adalah 1,8194 untuk rasio massa 1/20 pada b=0,26 m (0,5L).

Tabel 4. 11 Nilai Rasio Frekuensi Perpotongan Grafik Respon Percepatan Sudut Sistem tanpa *Dual DVA-Independent* terhadap Sistem dengan *Dual DVA-Independent* pada Arah Rotasi

Nilai b	Rasio massa	$\frac{\omega_{n1}}{\omega_n}$	\ddot{y}_c (rad/s ²)	$\frac{\omega_{n2}}{\omega_n}$	\ddot{y}_d (rad/s ²)	Selisih $\left(\frac{\omega_{n2}}{\omega_n} - \frac{\omega_{n1}}{\omega_n}\right)$
0,02 m	1/80	-	-	-	-	-
	1/40	-	-	-	-	-
	1/20	-	-	-	-	-
0,25L	1/80	0,9895	55,99	2,5478	18,89	1,5583
	1/40	0,9873	55,58	2,5612	19,02	1,5739
	1/20	0,9559	41,52	2,5903	19,30	1,6344
0,5L	1/80	0,9759	41,50	2,5874	19,27	1,6115
	1/40	0,9574	24,31	2,6393	19,87	1,6819
	1/20	0,9226	12,51	2,742	21,32	1,8194

Keterangan :

\ddot{y}_c adalah percepatan sudut saat ω_{n1}/ω_n

\ddot{y}_d adalah percepatan sudut saat ω_{n2}/ω_n

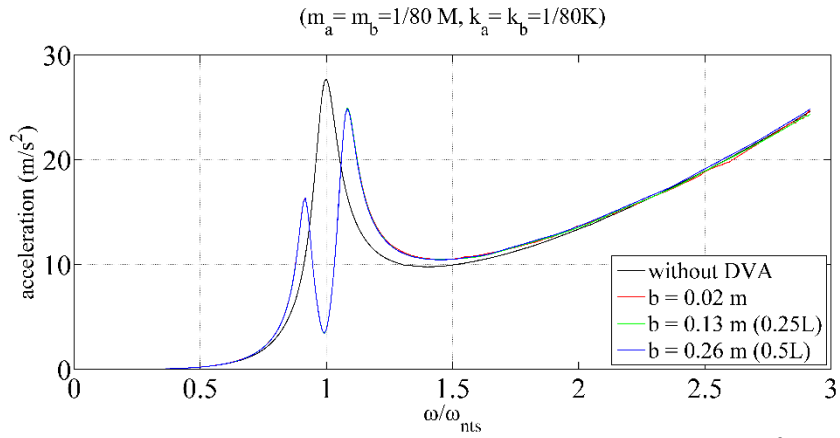
Berdasarkan hasil simulasi respon percepatan sudut sistem dengan variasi massa *dual DVA-independent*, penambahan rasio massa mempengaruhi gerakan rotasi pada sistem utama dengan memperbesar rentang antar rasio frekuensi natural dan rentang antar rasio frekuensi yang mampu direduksi. Semakin besar rentang antar frekuensi ini diikuti dengan nilai percepatan sudut pada frekuensi natural pertama dan kedua semakin kecil. Pada rasio frekuensi 1, nilai percepatan sudut semakin menurun dengan semakin besar rasio massa *dual DVA-independent*.

c. Respon percepatan terhadap frekuensi dengan variasi jarak *dual DVA-independent*-pusat gravitasi

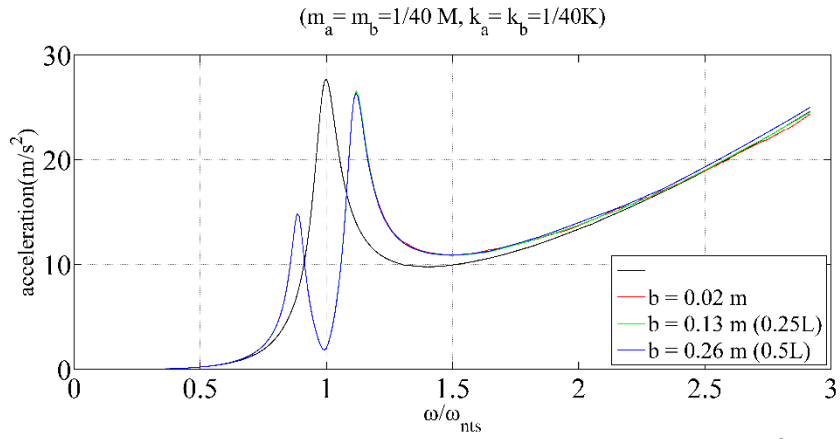
Pada Gambar 4.9, respon percepatan sistem meningkat seiring dengan bertambahnya frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 0,9167 untuk rasio massa 1/80; 0,8917 untuk rasio massa 1/40; dan 0,85 untuk rasio massa 1/20. Pada titik ini terbentuk puncak pertama dalam grafik. Kemudian respon percepatan sistem

menurun yang diikuti dengan peningkatan frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 0,9917. Pada rasio frekuensi 0,9917, daerah lembah terbentuk sebagai akibat penambahan *dual DVA-independent*. Ketika rasio frekuensi di atas 0,9917, nilai percepatan sistem kembali meningkat hingga rasio frekuensi 1,083 untuk rasio massa 1/80; 1,117 untuk rasio massa 1/40; dan 1,175 untuk rasio massa 1/20. Pada rasio frekuensi tersebut, puncak kedua pada grafik terbentuk. Pada rasio massa 1/80, nilai percepatan sistem menurun hingga rasio frekuensi 1,4583 untuk $b=0,02$ m; 1,45 untuk $b=0,13$ m (0,25L) dan $b=0,26$ m (0,5L). Pada rasio massa 1/40, nilai percepatan sistem menurun hingga rasio frekuensi 1,492 untuk $b=0,02$ m dan $b=0,26$ m (0,5L); dan 1,500 untuk $b=0,13$ m (0,25L); dan 1,5667 untuk $b=0,02$ m. Pada rasio massa 1/20, nilai percepatan sistem menurun hingga rasio frekuensi 1,55 untuk $b=0,13$ m (0,25L); dan 1,5583 untuk $b=0,26$ m (0,5L). Pada titik ini, daerah lembah terbentuk kembali. Nilai percepatan kembali meningkat dengan bertambahnya frekuensi eksitasi. Hal ini disebabkan gaya eksitasi dari massa *unbalance* merupakan fungsi dari kuadrat frekuensi eksitasi dari motor sehingga respon percepatan terus meningkat seiring dengan frekuensi eksitasi yang semakin bertambah.

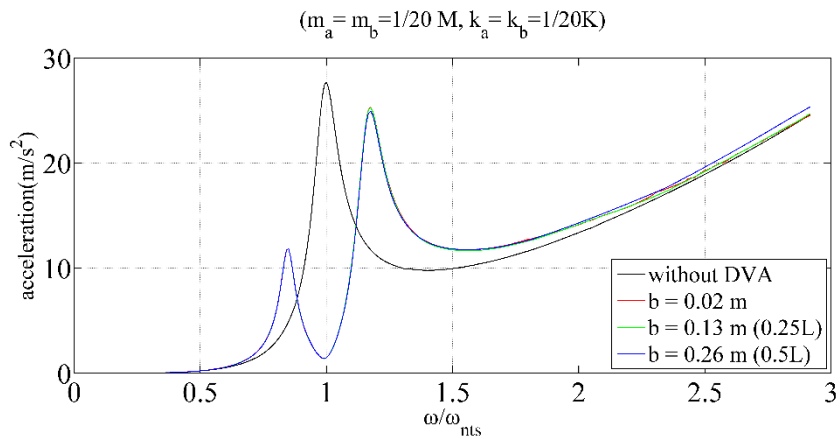
Berdasarkan Gambar 4.9, grafik respon percepatan dengan variasi jarak *dual DVA-independent*-pusat gravitasi saling berhimpitan. Grafik respon percepatan yang cenderung sama ini terlihat pada variasi rasio massa 1/80, 1/40, dan 1/20. Hal ini menunjukkan bahwa perubahan jarak *dual DVA-independent* tidak berpengaruh terhadap gerakan translasi dari sistem, dimana pada variasi jarak *dual DVA-independent* respon nilai percepatan sistem sama untuk rasio massa yang sama. Pada rasio massa yang sama, rentang antar frekuensi natural dan rentang antar frekuensi yang direduksi cenderung sama terhadap perubahan jarak *dual DVA-independent*-pusat gravitasi. Pada rasio frekuensi 0,9917, nilai percepatan sistem cenderung sama terhadap perubahan jarak *dual DVA-independent*-pusat gravitasi.



(a) untuk Rasio Massa dan Konstanta Kekakuan 1/80 dari input $m\omega^2 r \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r \sin \omega t$



(b) untuk Rasio Massa dan Konstanta Kekakuan 1/40 dari input $m\omega^2 r \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r \sin \omega t$



(c) untuk Rasio Massa dan Konstanta Kekakuan 1/20 dari input $m\omega^2 r \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r \sin \omega t$

Gambar 4.9. Grafik Respon Percepatan terhadap Rasio Frekuensi Sistem dengan Penambahan *Dual DVA-Independent* Variasi Jarak Absorber-pusat gravitasi.

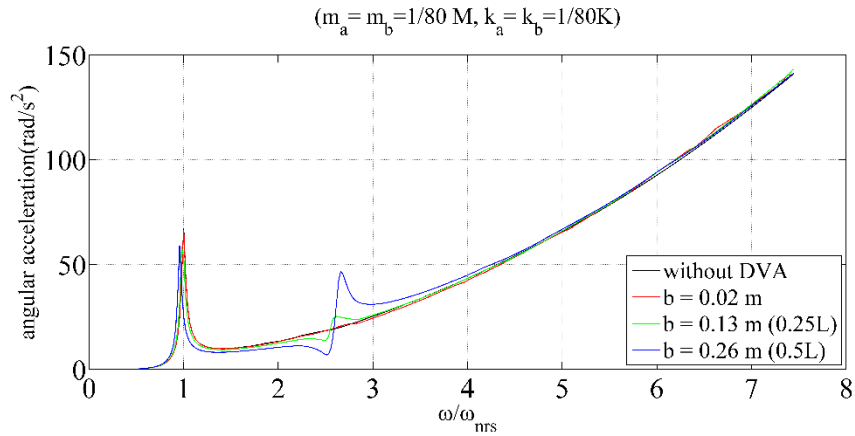
d. Respon percepatan sudut terhadap frekuensi dengan variasi jarak absorber-pusat gravitasi

Pada Gambar 4.10, respon percepatan sudut sistem meningkat seiring dengan bertambahnya frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 1 untuk rasio massa 1/80 pada $b=0,02$ m; 0,9787 untuk rasio massa 1/80 pada $b=0,13$ m (0,25L); dan 0,9574 untuk rasio massa 1/80 pada $b=0,26$ m (0,5L); 1 untuk rasio massa 1/40 pada $b=0,02$ m; 0,9787 untuk rasio massa 1/20 pada $b=0,13$ m (0,25L); dan 0,9149 untuk rasio massa 1/40 pada $b=0,26$ m (0,5L); dan 1 untuk rasio massa 1/20 pada $b=0,02$ m; 0,9574 untuk rasio massa 1/20 pada $b=0,13$ m (0,25L); dan 0,8723 untuk rasio massa 1/20 pada $b=0,26$ m (0,5L). Pada titik ini terbentuk puncak pertama dalam grafik. Kemudian respon percepatan sudut sistem menurun yang diikuti dengan peningkatan frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi 1,426 untuk $b=0,02$ m; 2,511 untuk $b=0,13$ m (0,25L) dan $b=0,26$ m (0,5L) pada variasi rasio massa 1/80, 1/40, dan 1/20. Pada rasio frekuensi tersebut, daerah lembah terbentuk. Kemudian nilai percepatan sudut sistem kembali meningkat seiring dengan semakin tinggi nilai frekuensi eksitasi pada $b=0,02$ m, dimana pada jarak tersebut tidak terbentuk puncak kedua. Pada rasio massa 1/80, nilai percepatan sudut sistem kembali meningkat hingga rasio frekuensi 2,596 untuk $b=0,13$ m (0,25L); dan 2,66 untuk $b=0,26$ m (0,5L). Pada rasio massa 1/40, nilai percepatan sudut sistem kembali meningkat hingga rasio frekuensi 2,638 untuk $b=0,13$ m (0,25L); dan 2,745 untuk $b=0,26$ m (0,5L). Pada rasio massa 1/20, nilai percepatan sudut sistem kembali meningkat hingga rasio frekuensi 2,681 untuk $b=0,13$ m (0,25L); dan 2,957 untuk $b=0,26$ m (0,5L). Pada rasio massa 1/80, nilai percepatan sudut sistem kembali menurun hingga rasio frekuensi 2,802 untuk $b=0,13$ m (0,25L); dan 3,021 untuk $b=0,26$ m (0,5L). Pada rasio massa 1/40, nilai percepatan sudut sistem kembali menurun hingga rasio frekuensi 2,915 untuk $b=0,13$ m (0,25L); dan 3,234 untuk $b=0,26$ m (0,5L). Pada rasio massa 1/20, nilai percepatan sudut sistem kembali menurun hingga rasio frekuensi 3,064 untuk $b=0,13$ m (0,25L); dan 3,574 untuk $b=0,26$ m (0,5L). Pada jarak $b=0,13$ m (0,25L) dan $b=0,26$ m (0,5L), puncak kedua terbentuk. Pada frekuensi eksitasi di atas frekuensi tersebut, nilai percepatan sudut sistem semakin meningkat dengan semakin tinggi frekuensi eksitasi yang diberikan. Hal ini disebabkan gaya eksitasi dari massa *unbalance* merupakan fungsi dari

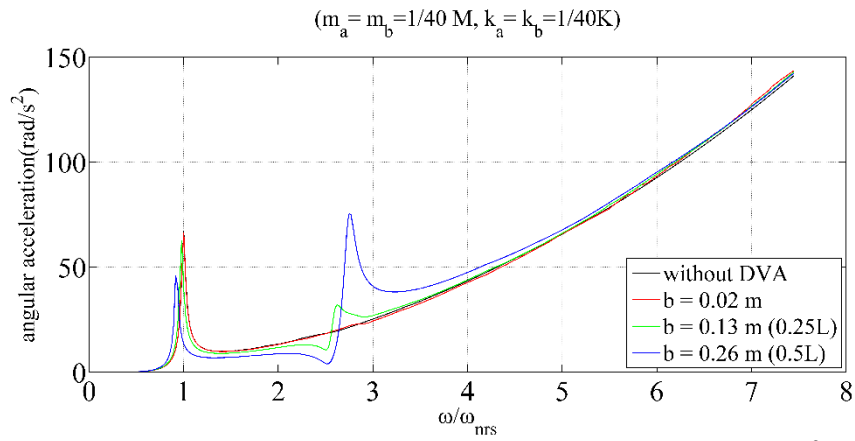
kuadrat frekuensi eksitasi dari motor sehingga respon percepatan terus meningkat seiring dengan frekuensi eksitasi yang semakin bertambah.

Pada Gambar 4.10, grafik respon percepatan sudut dengan variasi jarak *dual DVA-independent*-pusat gravitasi berbeda. Pada $b = 0.02$ m (Gambar 4.10(a)), respon percepatan sudut sistem dengan penambahan DVA berhimpitan dengan respon percepatan sudut sistem tanpa penambahan DVA. Kondisi ini menunjukkan bahwa *dual DVA-independent* cenderung membentuk *single DVA* sehingga hanya terbentuk satu frekuensi natural. Pada $b = 0.13$ m (0,25L) dan $b = 0.26$ m (0,5L) untuk variasi rasio massa yang berbeda, respon percepatan sudut cenderung sama, yaitu terbentuk dua frekuensi natural dengan nilai percepatan sudut pada masing-masing frekuensi natural berbeda. Pada frekuensi natural pertama, jarak *dual DVA-independent*-pusat gravitasi yang semakin panjang menggeser frekuensi natural pertama ke arah kiri dengan nilai percepatan yang cenderung mengalami penurunan. Pada frekuensi natural kedua, jarak *dual DVA-independent*-pusat gravitasi cenderung menggeser frekuensi natural ke arah kanan dengan nilai percepatan yang meningkat seiring dengan semakin panjang jarak *dual DVA-independent*-pusat gravitasi. Pergeseran nilai frekuensi natural pertama dan kedua ini menyebabkan rentang antar frekuensi natural semakin lebar. Jika respon percepatan sudut sistem dengan penambahan *dual DVA-independent* dibandingkan dengan respon percepatan sudut sistem tanpa penambahan *dual DVA-independent*, terdapat daerah penurunan nilai percepatan sudut pada rentang rasio frekuensi tertentu. Rentang rasio frekuensi yang direduksi ini semakin lebar diikuti dengan semakin panjang jarak *dual DVA-independent*-pusat gravitasi.

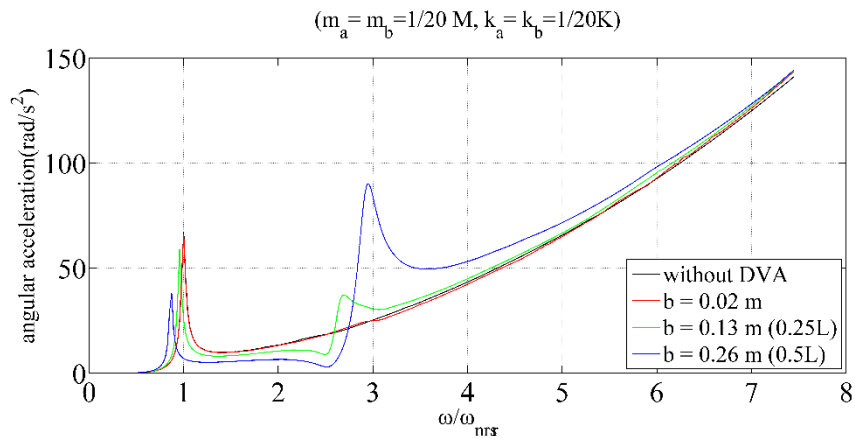
Berdasarkan hasil simulasi dengan variasi jarak *dual DVA-independent*-pusat gravitasi, variasi jarak *dual DVA-independent*-pusat gravitasi mempengaruhi gerakan sistem arah rotasi dengan memperbesar rentang antar rasio frekuensi natural dan rentang antar rasio frekuensi yang mampu direduksi. Semakin besar rentang antar frekuensi ini diikuti dengan nilai percepatan sudut pada frekuensi natural pertama dan kedua semakin kecil. Pada rasio frekuensi 1, nilai percepatan sudut semakin menurun dengan semakin besar rasio massa *dual DVA-independent*.



(a) untuk Rasio Massa dan Konstanta Kekakuan 1/80 dari input $m\omega^2 r(l_1 - l_{y2}) \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r(l_2 - l_{y1}) \sin \omega t$



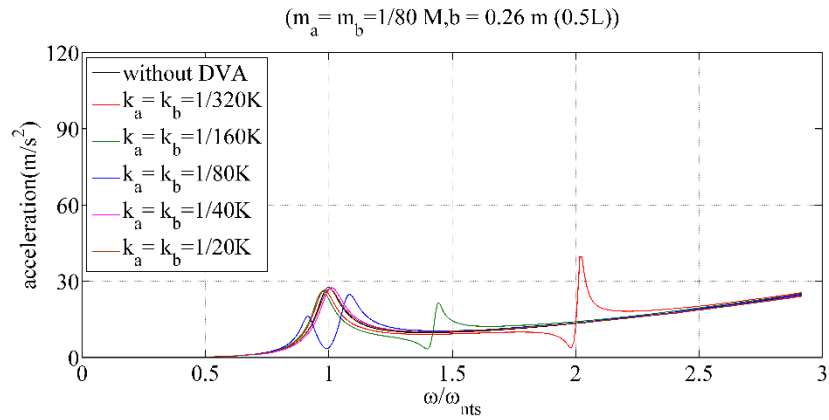
(b) untuk Rasio Massa dan Konstanta Kekakuan 1/40 dari input $m\omega^2 r(l_1 - l_{y2}) \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r(l_2 - l_{y1}) \sin \omega t$



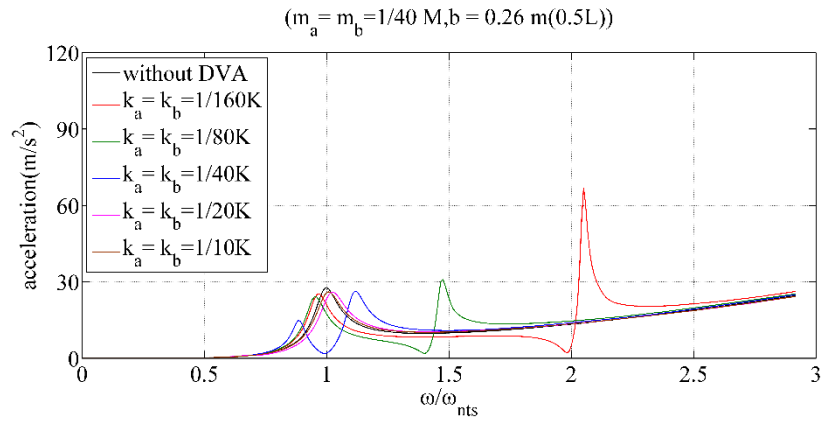
(c) untuk Rasio Massa dan Konstanta Kekakuan 1/20 dari input $m\omega^2 r(l_1 - l_{y2}) \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r(l_2 - l_{y1}) \sin \omega t$

Gambar 4.10 Grafik Respon Percepatan Sudut terhadap Rasio Frekuensi Sistem dengan Penambahan *Dual DVA-Independent Variasi Jarak Absorber-Pusat Gravitasi*.

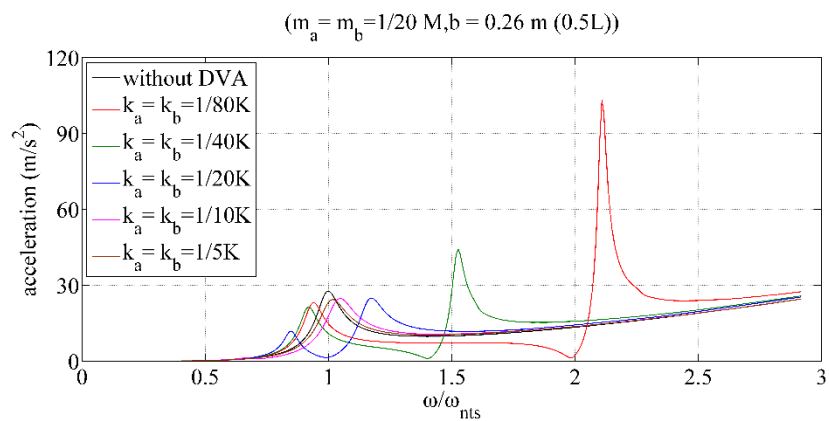
e. Respon percepatan terhadap frekuensi dengan variasi konstanta kekakuan *absorber*



(a) untuk Rasio Massa 1/80 dari input $m\omega^2 r \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r \sin \omega t$



(b) untuk Rasio Massa 1/40 dari input $m\omega^2 r \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r \sin \omega t$



(c) untuk Rasio Massa 1/20 dari input $m\omega^2 r \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r \sin \omega t$

Gambar 4.11 Grafik Respon Percepatan terhadap Rasio Frekuensi dengan Variasi Konstanta Kekakuan *Dual DVA-Independent*.

Berdasarkan Gambar 4.11, respon percepatan sistem meningkat diikuti dengan peningkatan rasio frekuensi eksitasi hingga frekuensi natural pertama yang ditunjukkan pada Tabel 4.12. Pada frekuensi di atas frekuensi natural pertama, nilai percepatan sistem menurun dengan pertambahan rasio frekuensi hingga rasio frekuensi lembah pertama seperti ditunjukkan pada Tabel 4.13. Pada daerah ini, variasi konstanta kekakuan *dual DVA-independent* memberikan pengaruh terhadap pergeseran daerah lembah. Percepatan sistem meningkat kembali hingga rasio frekuensi natural kedua yang ditunjukkan pada Tabel 4.12. Pada frekuensi di atas frekuensi natural kedua, nilai percepatan sistem menurun terhadap pertambahan rasio frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi lembah kedua seperti ditunjukkan pada Tabel 4.13. Kemudian nilai percepatan sistem meningkat seiring dengan semakin tinggi frekuensi eksitasi. Gaya eksitasi dari massa *unbalance* merupakan fungsi dari kuadrat frekuensi eksitasi dari motor sehingga respon percepatan terus meningkat seiring dengan frekuensi eksitasi yang semakin bertambah.

Tabel 4. 12 Nilai Rasio Frekuensi Natural Pertama dan Rasio Frekuensi Natural Kedua Arah Translasi pada Variasi Konstanta Kekakuan

Rasio massa	Rasio konstanta kekakuan	$\frac{\omega_{n1}}{\omega_n}$	\ddot{y}_a (m/s ²)	$\frac{\omega_{n2}}{\omega_n}$	\ddot{y}_b (m/s ²)	Selisih $\left(\frac{\omega_{n2}}{\omega_n} - \frac{\omega_{n1}}{\omega_n}\right)$
1/80	1/320	0,9833	26,60	2,025	39,75	1,0417
	1/160	0,975	26,03	1,442	21,63	0,467
	1/80	0,9167	16,35	1,083	24,91	0,1663
	1/40	0,6917	1,025	1,008	27,53	0,3163
	1/20	-	-	1	27,07	-
1/40	1/160	0,975	24,99	2,05	66,85	1,075
	1/80	0,9583	24,12	1,475	31,04	0,5167
	1/40	0,8917	14,68	1,117	26,39	0,2253
	1/20	0,6833	1,189	1,033	25,68	0,3497
	1/10	-	-	1,008	26,12	-
1/20	1/80	0,9417	23,12	2,108	103,2	1,1663
	1/40	0,9167	21,43	1,525	44,25	0,6083
	1/20	0,85	11,87	1,175	24,82	0,325
	1/10	0,6583	1,229	1,05	24,82	0,3917
	1/5	-	-	1,017	24,38	-

Keterangan :

\ddot{y}_a adalah percepatan saat ω_{n1}/ω_n

\ddot{y}_b adalah percepatan saat ω_{n2}/ω_n

Tabel 4. 13 Nilai Rasio Frekuensi pada Daerah Lembah Pertama dan Kedua
Arah Translasi pada Variasi Konstanta Kekakuan

Rasio massa	Rasio konstanta kekakuan	Lembah Pertama		Lembah Kedua	
		$\frac{\omega_{n1}}{\omega_n}$	\ddot{y}_a (m/s ²)	$\frac{\omega_{n2}}{\omega_n}$	\ddot{y}_b (m/s ²)
1/80	1/320	1,982	3,745	2,225	18,2
	1/160	1,4	2,208	1,658	12,2
	1/80	0,9917	3,442	1,45	10,47
	1/40	0,7083	1,186	1,408	10,17
	1/20	-	-	1,4	10,11
1/40	1/160	1,983	2,116	2,317	20,39
	1/80	1,4	1,88	1,717	13,44
	1/40	0,9917	1,849	1,492	10,94
	1/20	0,7083	1,157	1,425	10,32
	1/10	-	-	1,433	10,21
1/20	1/80	1,983	1,267	2,45	23,88
	1/40	1,4	1,045	1,875	15,31
	1/20	0,9917	1,404	1,5583	11,77
	1/10	0,7083	0,9248	1,442	10,58
	1/5	-	-	1,417	10,36

Keterangan :

\ddot{y}_a adalah percepatan saat ω_{n1}/ω_n

\ddot{y}_b adalah percepatan saat ω_{n2}/ω_n

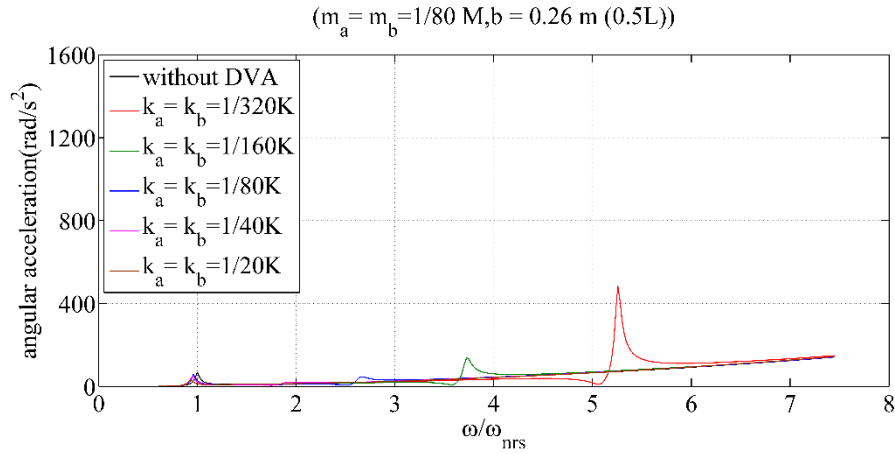
Pada Gambar 4.11, respon percepatan dengan variasi rasio konstanta kekakuan memberikan pengaruh terhadap frekuensi natural dan nilai percepatan. Frekuensi natural pertama cenderung bergeser ke kiri dengan semakin besar rasio konstanta kekakuan sedangkan frekuensi natural kedua cenderung bergeser ke kanan untuk rasio konstanta kekakuan yang semakin besar. Pada rasio konstanta kekakuan kurang dari 1/80 untuk rasio massa 1/80; 1/40 untuk rasio massa 1/40; dan 1/20 untuk rasio massa 1/20, rentang antar rasio frekuensi natural semakin sempit dengan semakin besar rasio konstanta kekakuan. Kemudian rentang antar frekuensi meningkat pada rasio kekakuan lebih besar dari 1/80 untuk rasio massa 1/80; 1/40 untuk rasio massa 1/40; dan 1/20 untuk rasio massa 1/20. Perubahan rentang antar frekuensi natural ini juga berpengaruh pada pergeseran daerah lembah. Dalam hal

ini pergeseran lembah terkait dengan *frequency tuning*. Pada sistem dengan penambahan *dual DVA-independent*, frekuensi *dual DVA-independent* dirancang sama dengan frekuensi sistem sehingga terbentuk daerah lembah pada rasio frekuensi 1. Perubahan nilai rasio konstanta kekakuan ini menyebabkan *frequency tuning* dari *dual DVA-independent* tidak sama dengan frekuensi sistem. Rentang antar frekuensi natural ini juga terkait dengan daerah frekuensi yang mampu direduksi jika dibandingkan terhadap respon percepatan sistem tanpa penambahan *dual DVA-independent*.

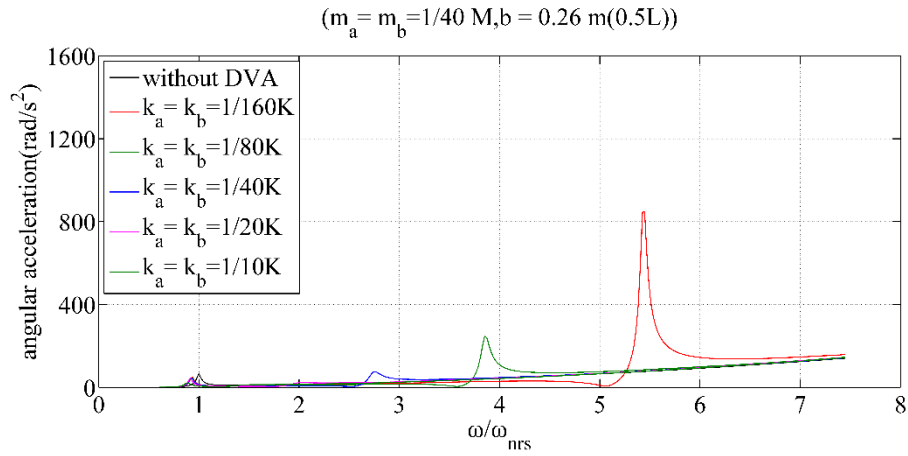
Berdasarkan simulasi dengan variasi konstanta kekakuan dapat disimpulkan bahwa variasi konstanta kekakuan memberikan pengaruh terhadap gerakan translasi pada sistem dengan memperlebar rentang antar frekuensi sehingga mampu mereduksi getaran pada mesin dengan rentang operasional kerja yang lebih luas.

f. Respon percepatan sudut terhadap frekuensi dengan variasi konstanta kekakuan *absorber*

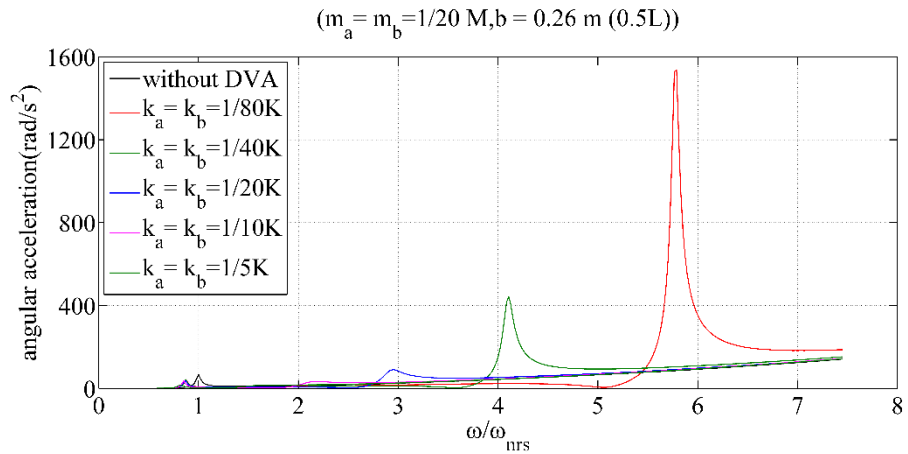
Pada Gambar 4.12, respon percepatan sudut sistem meningkat diikuti dengan semakin tinggi rasio frekuensi eksitasi yang diberikan hingga frekuensi natural pertama yang ditunjukkan Tabel 4.14. Pada frekuensi di atas frekuensi natural pertama, nilai percepatan sudut sistem menurun dengan pertambahan rasio frekuensi hingga rasio frekuensi terjadinya lembah pertama seperti yang ditunjukkan pada Tabel 4.15. Pada daerah ini, variasi konstanta kekakuan *dual DVA-independent* memberikan pengaruh terhadap pergeseran daerah lembah. Kemudian percepatan sudut sistem meningkat kembali hingga rasio frekuensi natural kedua yang ditunjukkan pada Tabel 4.14. Pada frekuensi di atas frekuensi natural kedua, nilai percepatan sudut sistem menurun terhadap pertambahan rasio frekuensi eksitasi hingga rasio frekuensi terjadinya lembah kedua seperti yang ditunjukkan pada Tabel 4.15. Kemudian nilai percepatan sudut sistem meningkat seiring dengan semakin tinggi frekuensi eksitasi yang diberikan. gaya eksitasi dari massa *unbalance* merupakan fungsi dari kuadrat frekuensi eksitasi dari motor sehingga respon percepatan sudut terus meningkat seiring dengan frekuensi eksitasi yang semakin bertambah.



(a) untuk Rasio Massa 1/80 dari input $m\omega^2 r(l_1 - l_{y2}) \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r(l_2 - l_{y1}) \sin \omega t$



(b) untuk Rasio Massa 1/40 dari input $m\omega^2 r(l_1 - l_{y2}) \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r(l_2 - l_{y1}) \sin \omega t$



(c) untuk Rasio Massa 1/20 dari input $m\omega^2 r(l_1 - l_{y2}) \sin(\omega t + 90^\circ) + m\omega^2 r(l_2 - l_{y1}) \sin \omega t$

Gambar 4.12 Grafik Respon Percepatan Sudut terhadap Rasio Frekuensi dengan Variasi Konstanta Kekakuan *Dual DVA-Independent*

Tabel 4. 14 Nilai Rasio Frekuensi Natural Pertama dan Rasio Frekuensi Natural Kedua Arah Rotasi pada Variasi Konstanta Kekakuan

Rasio massa	Rasio konstanta kekakuan	$\frac{\omega_{n1}}{\omega_n}$	\ddot{y}_a (rad/s ²)	$\frac{\omega_{n2}}{\omega_n}$	\ddot{y}_b (rad/s ²)	Selisih $\left(\frac{\omega_{n2}}{\omega_n} - \frac{\omega_{n1}}{\omega_n}\right)$
1/80	1/320	0,9584	57,7	5,255	485	4,2966
	1/160	0,9574	58,5	3,723	138,3	2,7656
	1/80	0,9574	59,01	2,66	46,73	1,7026
	1/40	0,9574	52,12	1,915	20,86	0,9576
	1/20	0,9362	31,35	1,426	11,55	0,4898
1/40	1/160	0,9362	50,4	5,447	848,1	4,5108
	1/80	0,9362	47,86	3,851	247,3	2,9148
	1/40	0,9149	46,05	2,705	75,44	1,7901
	1/20	0,9149	46,13	2,643	23,71	1,7281
	1/10	0,8936	22,38	1,511	13,36	0,6174
1/20	1/80	0,8723	44,09	5,787	1537	4,9147
	1/40	0,8723	44,3	4,106	443,5	3,2337
	1/20	0,8732	38,24	2,957	90,25	2,0838
	1/10	0,8511	36,47	2,17	33,99	1,3189
	1/5	0,8085	16,11	1,66	16,41	0,8515

Keterangan :

\ddot{y}_a adalah percepatan sudut saat ω_{n1}/ω_n

\ddot{y}_b adalah percepatan sudut saat ω_{n2}/ω_n

Tabel 4. 15 Nilai Rasio Frekuensi pada Daerah Lembah Pertama dan Kedua Arah Rotasi pada Variasi Konstanta Kekakuan

Rasio massa	Rasio konstanta kekakuan	Lembah Pertama		Lembah Kedua	
		$\frac{\omega_{n1}}{\omega_n}$	\ddot{y}_a (rad/s ²)	$\frac{\omega_{n2}}{\omega_n}$	\ddot{y}_b (rad/s ²)
1/80	1/320	5,064	9,833	5,83	111,8
	1/160	3,574	8,202	4,191	58,03
	1/80	2,511	6,948	2,936	31,11
	1/40	1,745	5,651	2,149	18,29
	1/20	1,191	6,308	-	-
1/40	1/160	5,064	6,478	6,34	137,1
	1/80	3,574	4,659	4,511	70,8
	1/40	2,511	4,025	3,277	38,31
	1/20	1,723	4,578	2,298	21,8
	1/10	1,191	4,17	-	-
1/20	1/80	5,064	4,844	7,064	183,1
	1/40	3,574	2,849	4,936	93,68
	1/20	2,511	3,029	3,532	49,67
	1/10	1,745	2,73	2,489	28,16
	1/5	1,191	2,451	-	-

Keterangan :

\ddot{y}_a adalah percepatan sudut saat ω_{n1}/ω_n

\ddot{y}_b adalah percepatan sudut saat ω_{n2}/ω_n

Pada Gambar 4.12, respon percepatan sudut dengan variasi rasio konstanta kekakuan memberikan pengaruh terhadap frekuensi natural dan nilai percepatan sudut. Frekuensi natural pertama cenderung bergeser ke kiri dengan semakin besar rasio konstanta kekakuan sedangkan frekuensi natural kedua cenderung bergeser ke kanan untuk rasio konstanta kekakuan yang semakin besar. Pada rasio konstanta kekakuan kurang dari 1/80 untuk rasio massa 1/80; 1/40 untuk rasio massa 1/40; dan 1/20 untuk rasio massa 1/20, rentang antar rasio frekuensi natural semakin sempit dengan semakin besar rasio konstanta kekakuan. Kemudian rentang antar

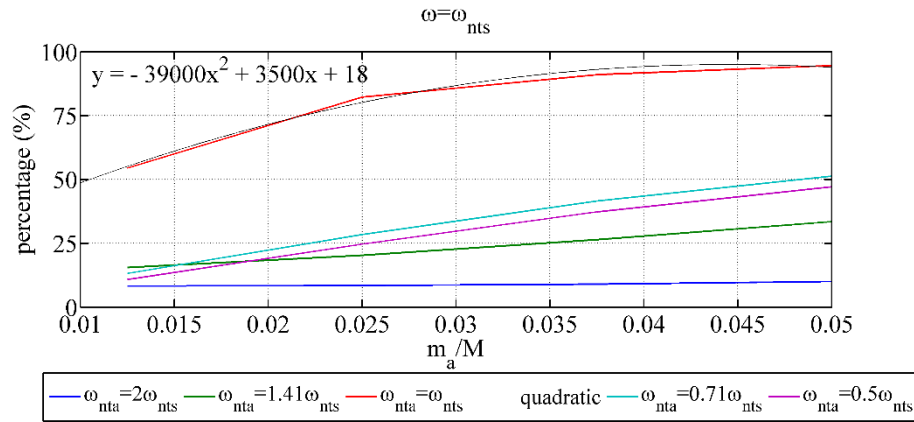
frekuensi meningkat pada rasio kekakuan lebih besar dari 1/80 untuk rasio massa 1/80; 1/40 untuk rasio massa 1/40; dan 1/20 untuk rasio massa 1/20. Perubahan rentang antar frekuensi natural ini juga berpengaruh pada pergeseran daerah lembah. Dalam hal ini pergeseran lembah terkait dengan *frequency tuning*. Pada sistem dengan penambahan *dual DVA-independent*, frekuensi *dual DVA-independent* dirancang sama dengan frekuensi sistem sehingga terbentuk daerah lembah pada rasio frekuensi 1. Perubahan nilai rasio konstanta kekakuan ini menyebabkan *frequency tuning* dari *dual DVA-independent* tidak sama dengan frekuensi sistem. Rentang antar frekuensi natural ini juga terkait dengan daerah frekuensi yang mampu direduksi jika dibandingkan terhadap respon percepatan sistem tanpa penambahan *dual DVA-independent*.

Berdasarkan simulasi dengan variasi konstanta kekakuan dapat disimpulkan bahwa variasi konstanta kekakuan memberikan pengaruh terhadap gerakan rotasi pada sistem dengan memperlebar rentang antar frekuensi sehingga mampu mereduksi getaran pada mesin dengan rentang operasional kerja yang lebih luas.

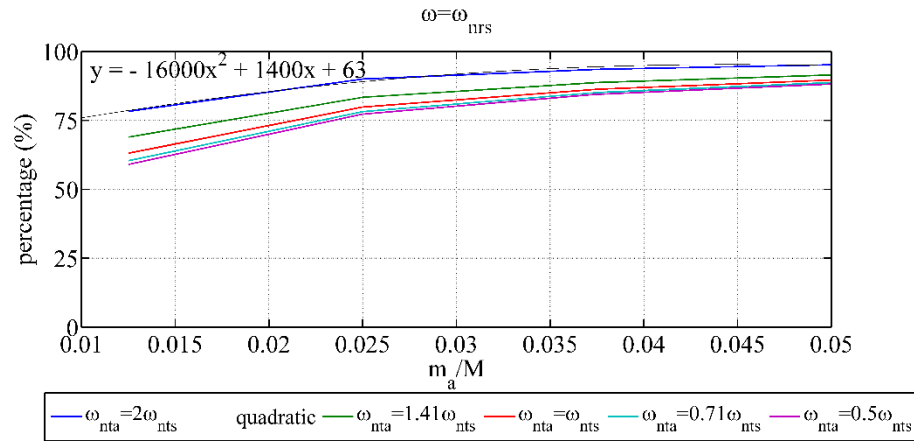
4.3.3. Pembahasan Analisa Perhitungan dan Hasil Simulasi

Sistem dengan penambahan *dual DVA-independent* memiliki empat derajat kebebasan, yang meliputi gerakan translasi sistem, gerakan rotasi sistem, gerakan translasi *DVA 1* dan *DVA 2*. Setiap gerakan ini memberikan satu frekuensi natural. Berdasarkan hasil simulasi, sistem memiliki dua puncak pada respon percepatan dan dua puncak pada respon percepatan sudut. Hal ini menunjukkan sistem memiliki dua frekuensi natural arah translasi dan dua frekuensi natural arah rotasi. Dalam respon tersebut, nilai frekuensi natural antara respon percepatan dengan percepatan sudut sistem berbeda. Perbedaan nilai ini membuktikan bahwa sistem dengan penambahan *dual DVA-independent* tidak terkopel. Kondisi ini juga terlihat pada hasil perhitungan, dimana nilai *eigen vector* terdiri dari dua *eigen vector* yang memiliki nilai nol arah translasi sistem dan dua *eigen vector* yang memiliki nilai nol arah rotasi sistem. Penambahan *dual DVA-independent* pada sistem tidak membuat sistem menjadi terkopel. Ini disebabkan gerakan jenis *DVA* ini hanya translasi sehingga *DVA* tidak terkopel dengan sistem dalam arah rotasi.

4.4. Penurunan Percepatan dan Percepatan Sudut



(a) arah translasi

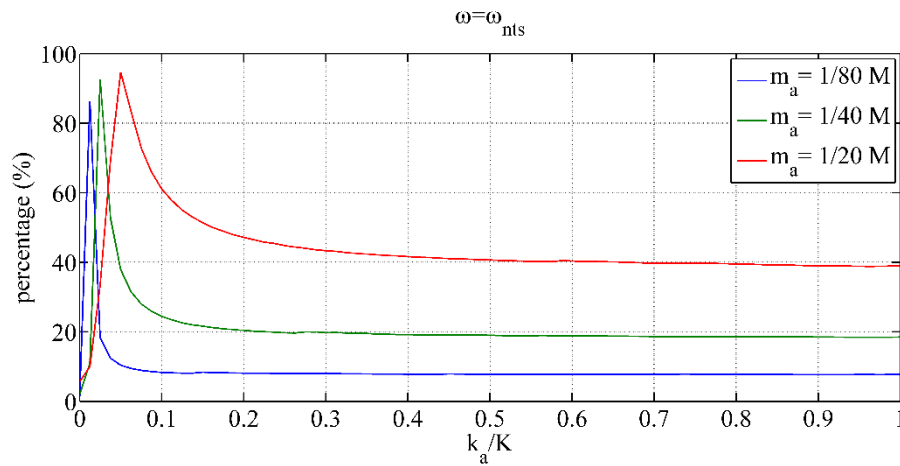


(b) arah rotasi

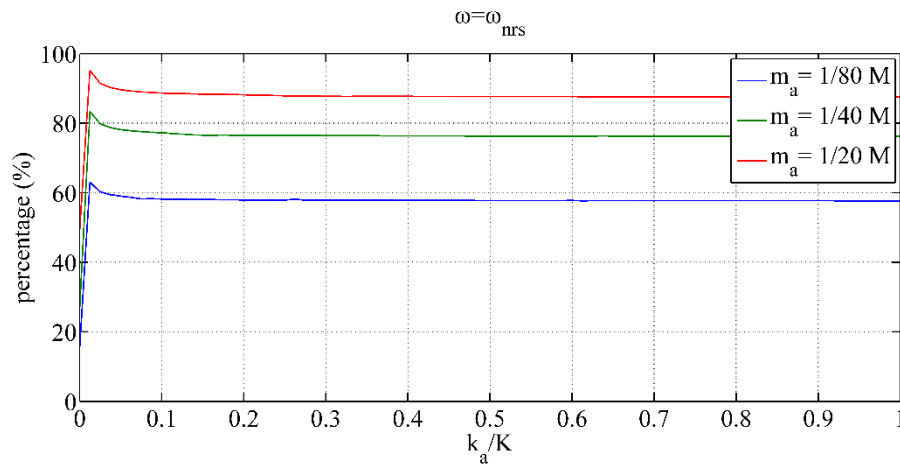
Gambar 4.13 Grafik Persentase Penurunan Percepatan dan Percepatan Sudut Sistem di Ujung Sistem pada Variasi Frekuensi Natural *dual DVA-Independent*

Pada Gambar 4.13, kedua grafik memiliki trendline yang sama. Semakin besar rasio massa maka semakin besar penurunan percepatan dan percepatan sudut sistem dengan penambahan *dual DVA-independent* terhadap sistem tanpa penambahan *dual DVA-independent*. Jika rasio massa diperbesar melebihi 1/20, kurva terlihat cenderung landai. Hal ini menunjukkan bahwa penurunan getaran dengan massa *dual DVA-independent* yang melebihi rasio massa 1/20 cenderung memberikan pengaruh yang cenderung sama terhadap penurunan getaran pada rasio massa 1/20

sehingga rasio massa 1/20 merupakan rasio massa optimum. Pada arah translasi, penurunan percepatan sistem maksimum terjadi ketika frekuensi natural *dual DVA-independent* sama dengan frekuensi natural sistem arah translasi. Pada arah rotasi, penurunan percepatan sudut sistem maksimum terjadi ketika frekuensi natural *dual DVA-independent* sama dengan dua kali frekuensi natural sistem arah translasi. Persentase penurunan respon getaran sistem dengan penurunan maksimum mengikuti persamaan polinomial pangkat dua $y = -39000x^2 + 3500x + 18$ untuk arah translasi dan $y = -16000x^2 + 1400x + 63$, dimana y adalah persentase penurunan dan x adalah rasio massa.



(a) arah translasi

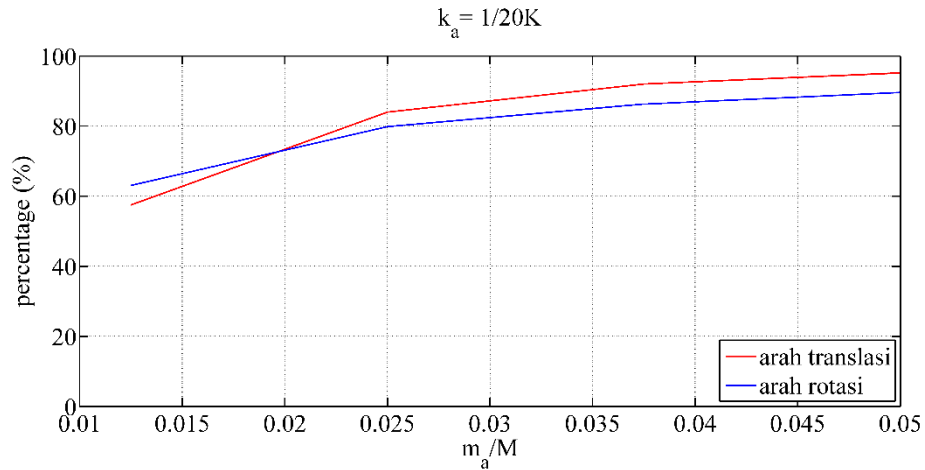


(b) arah rotasi

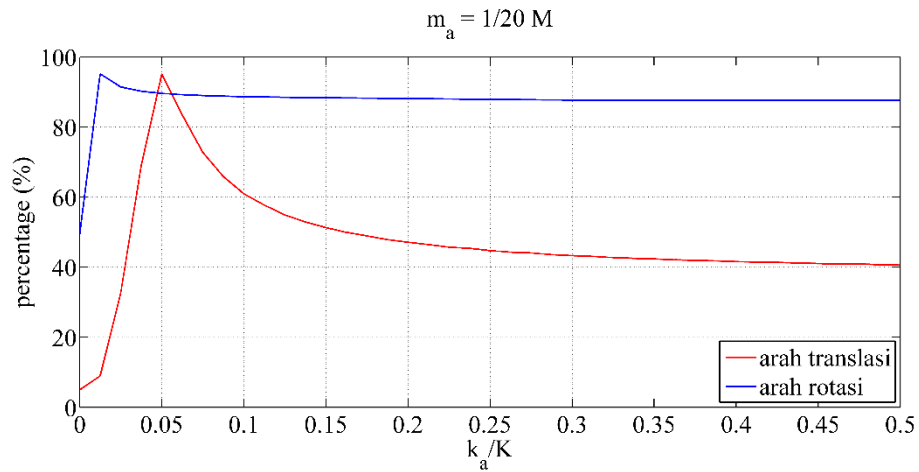
Gambar 4.14 Grafik Persentase Penurunan Percepatan dan Percepatan Sudut Sistem di Ujung Sistem pada Variasi Frekuensi Natural *dual DVA-Independent*

Berdasarkan Gambar 4.14, penurunan getaran arah translasi meningkat seiring dengan peningkatan rasio konstanta kekakuan hingga rasio konstanta kekakuan 0,0125 untuk rasio massa 1/80; 0,025 untuk rasio massa 1/40; dan 0,05 untuk rasio massa 1/20. Pada rasio konstanta kekakuan tersebut, penurunan getaran arah translasi menurun dengan peningkatan rasio konstanta kekakuan. Dalam arah rotasi, penurunan getaran arah rotasi bertambah yang diikuti dengan semakin besar rasio konstanta kekakuan hingga rasio konstanta kekakuan 0,0125. Kemudian penurunan getaran arah rotasi menurun dan cenderung tidak berubah terhadap peningkatan rasio konstanta kekakuan. Hal ini menunjukkan bahwa penggunaan rasio konstanta kekakuan di atas 0,0125 tidak memberikan perbedaan pada penurunan getaran arah translasi.

Variasi parameter pada *dual DVA-independent* dilakukan untuk mendapatkan parameter yang mampu meredam getaran arah translasi dan rotasi yang optimum. Berdasarkan Gambar 4.13, diperoleh bahwa frekuensi natural *dual DVA-independent* yang sama dengan frekuensi natural sistem memberikan penurunan getaran arah translasi dan rotasi maksimum untuk variasi rasio massa dibandingkan variasi frekuensi natural *dual DVA-independent* yang lain. Pada variasi rasio konstanta kekakuan (Gambar 4.14), *dual DVA-independent* dengan rasio massa 1/20 yang diletakkan pada ujung sistem mampu mereduksi getaran arah translasi dan rotasi lebih baik dibandingkan variasi massa dan jarak *dual DVA-independent* pusat gravitasi yang lain. Penurunan getaran translasi dan rotasi tersebut dibandingkan sehingga diperoleh titik perpotongan di kedua grafik seperti yang ditunjukkan pada Gambar 4.15. Pada Gambar 4.15 (a), titik perpotongan berada di rasio massa dan konstanta kekakuan 0,01967 dengan penurunan sebesar 72,69%. Pada Gambar 4.15 (b), titik perpotongan berada di rasio massa 1/20 dan rasio konstanta kekakuan 0,0474 dan 0,0561 dengan penurunan sebesar 89,75% dan 89,44%. Titik perpotongan ini menunjukkan nilai optimum rasio massa dan konstanta kekakuan, dimana diperoleh penurunan getaran arah translasi dan rotasi yang sama.



(a) variasi rasio massa

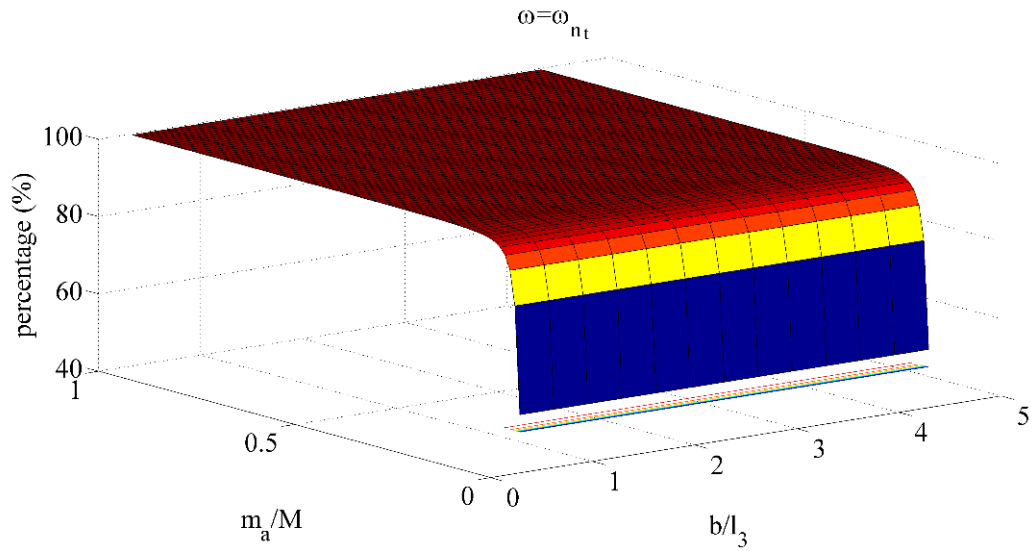


(b) variasi rasio konstanta kekakuan

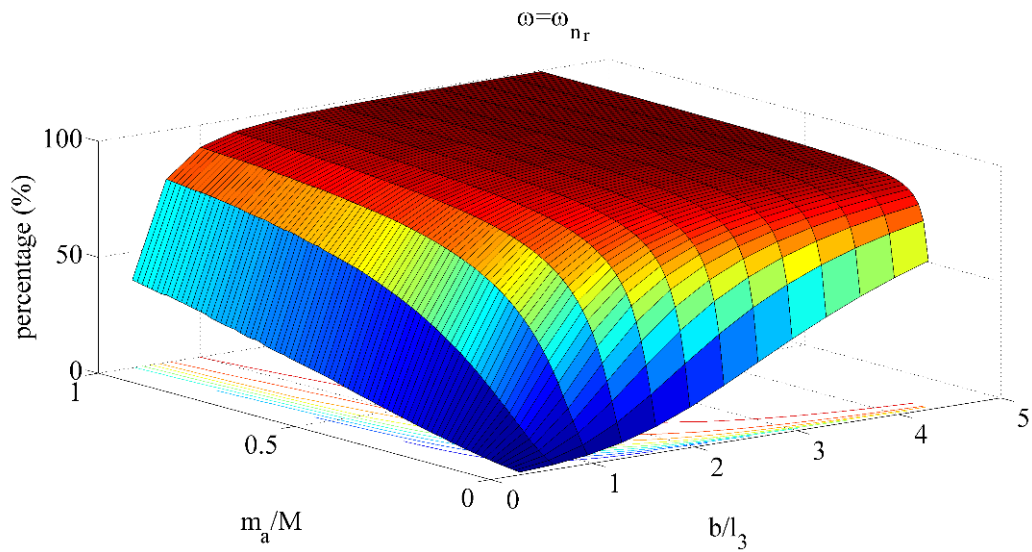
Gambar 4. 15 Grafik Penurunan Getaran Arah Translasi dan Rotasi

Pada Gambar 4.16(a), persentase penurunan percepatan semakin meningkat dengan semakin besar rasio massa dan cenderung konstan terhadap perubahan lengan momen. Pada arah rotasi (Gambar 4.14(b)), variasi massa tidak terlalu berpengaruh ketika jarak *dual DVA-independent*–pusat gravitasi kurang dari $\frac{1}{4}$ panjang sistem, tetapi variasi perubahan lengan yang lebih berpengaruh. Semakin panjang jarak *dual DVA-independent*–pusat gravitasi maka penurunan percepatan sudut semakin meningkat. Berdasarkan Gambar 4.16, nilai penurunan percepatan dan percepatan sudut cenderung konstan ketika rasio massa melebihi $\frac{1}{20}$. Hal ini menunjukkan bahwa penambahan massa *dual DVA-independent* lebih dari $\frac{1}{20}$ dari massa sistem tidak memberikan pengaruh penurunan percepatan dan percepatan

sudut yang signifikan. Oleh karena itu, penggunaan rasio massa 1/20 merupakan rasio massa *dual DVA-independent* terhadap massa sistem yang optimum dalam penurunan percepatan dan percepatan sudut.



(a) arah translasi

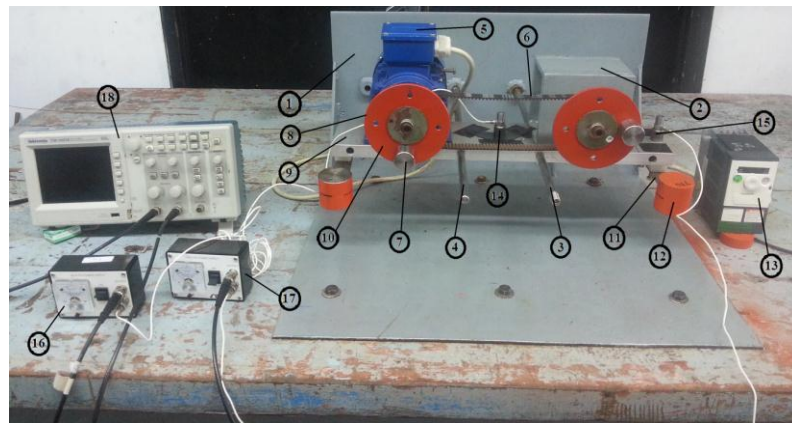


(b) arah rotasi

Gambar 4.16 Grafik Penurunan Percepatan dan Percepatan Sudut terhadap Variasi Rasio Massa dan Rasio Jarak *Dual DVA-Independent*-Pusat Gravitasi untuk Rasio Konstanta Kekakuan 1/20

4.5. Validasi Hasil Simulasi dengan Eksperimen

Setelah respon hasil simulasi diperoleh, maka validasi data hasil simulasi perlu dilakukan untuk membuktikan bahwa hasil simulasi tersebut dapat mewakili kondisi fisik dari sistem. Validasi data dilakukan dengan pengambilan data pada frekuensi 7,45-19,90 Hz dalam kondisi sistem tanpa penambahan *dual DVA-independent* dan sistem dengan penambahan *dual DVA-independent*. Untuk sistem dengan penambahan *dual DVA-independent*, rasio massa dan konstanta kekakuan yang digunakan adalah 1/20 pada $b = 0,5L$. Rancangan uji eksperimen dari sistem tersebut dapat dilihat pada Gambar 4.14.

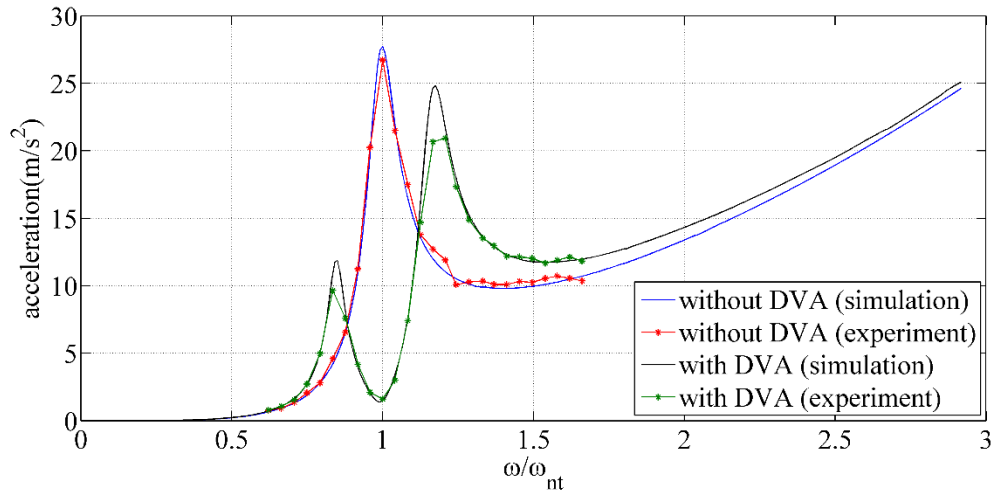


Keterangan :

- 1 : base
- 2 : pemberat
- 3 : cantilever beam sistem 1
- 4 : cantilever beam sistem 2
- 5 : motor
- 6 : belt
- 7 : massa unbalance
- 8 : pulley
- 9 : plat aluminium
- 10 : piringan
- 11 : cantilever beam absorber
- 12 : absorber
- 13 : inverter
- 14 : probe channel 1
- 15 : probe channel 2
- 16 : accelerometer channel 1
- 17 : accelerometer channel 2
- 18 : osiloskop

Gambar 4.17 Skema Pengujian *Dual DVA-Independent*

4.5.1. Respon Percepatan Sistem tanpa Penambahan *Dual DVA-Independent* dan dengan Penambahan *Dual DVA-Independent*



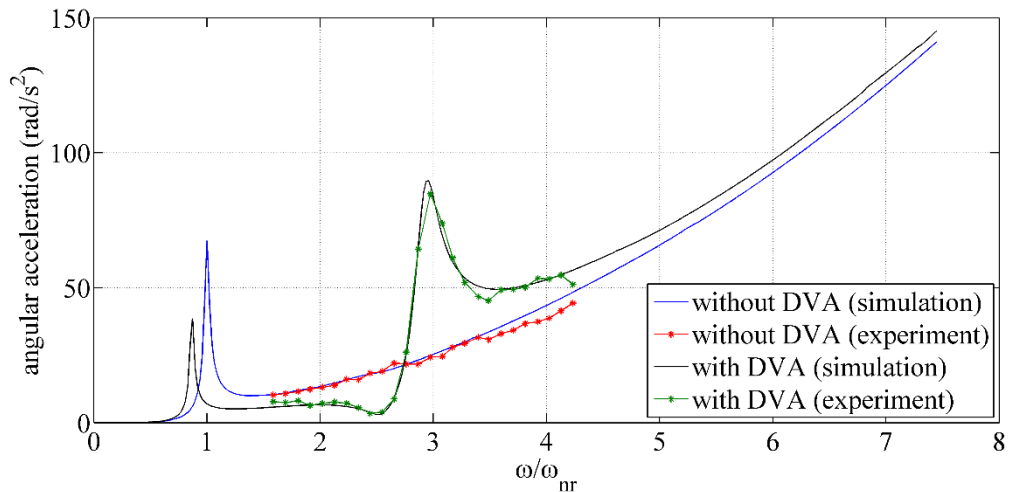
Gambar 4.18 Grafik Respon Percepatan Hasil Simulasi dan Eksperimen Sistem tanpa Penambahan *Dual DVA-Independent* dan Sistem dengan Penambahan *Dual DVA-Independent* dengan Rasio Massa dan Rasio Konstanta Kekakuan 1/20.

Berdasarkan Gambar 4.18, respon percepatan hasil eksperimen memiliki kecenderungan *trendline* yang sama dengan hasil simulasi. Pada sistem tanpa penambahan DVA, nilai percepatan pada frekuensi natural hasil eksperimen mendekati nilai percepatan hasil simulasi. Pada sistem dengan penambahan DVA, puncak pada frekuensi natural pertama dan kedua hasil eksperimen berbeda cukup jauh dibandingkan pada frekuensi lain. Hal ini disebabkan karena pengambilan data tidak tepat pada frekuensi natural dari sistem. Kondisi ini disebabkan frekuensi pada *inverter* tidak sesuai dengan frekuensi *output* dari motor sehingga frekuensi yang digunakan adalah frekuensi hasil pengukuran dengan *tachometer*. Persentase selisih antara hasil simulasi dan eksperimen dirangkum dalam Tabel 4.17. Pada Tabel 4.17, nilai persentase selisih terbesar sebesar 19,09% pada rasio frekuensi 0,9583 untuk sistem tanpa penambahan DVA sedangkan untuk sistem dengan penambahan DVA, persentase selisih terbesar sebesar 17,06% pada rasio frekuensi 1,1669.

Tabel 4.16 Selisih Percepatan Hasil Simulasi dan Eksperimen

Rasio frekuensi	percepatan sistem tanpa <i>DVA</i>			percepatan sistem dengan <i>DVA</i>		
	eksperimen	simulasi	selisih (%)	eksperimen	simulasi	selisih (%)
0,6219	0,76	0,64	16,40	0,79	0,71	10,05
0,6644	0,92	0,91	1,15	1,07	1,07	0,48
0,7078	1,37	1,31	4,06	1,55	1,66	6,53
0,7496	2,07	1,88	9,36	2,71	2,66	2,03
0,7930	2,81	2,75	1,88	4,97	4,91	1,32
0,8347	4,59	4,08	11,14	9,65	10,26	6,31
0,8765	6,56	6,28	4,23	7,60	8,31	9,27
0,9182	11,25	10,16	9,68	4,17	4,13	0,98
0,9583	20,24	16,38	19,09	2,10	2,24	6,31
1,0000	21,78	21,67	0,52	1,60	1,68	5,18
1,0409	21,50	19,39	9,81	3,00	3,39	13,11
1,0835	17,49	15,74	10,03	7,42	7,54	1,69
1,1252	13,78	13,45	2,43	14,68	15,29	4,17
1,1669	12,71	12,08	4,99	20,66	24,19	17,06
1,2078	11,91	11,23	5,70	20,94	21,82	4,19
1,2437	10,08	10,80	7,18	17,34	18,17	4,80
1,2863	10,29	10,38	0,92	14,87	15,40	3,55
1,3322	10,35	10,22	1,27	13,53	13,75	1,62
1,3689	10,10	10,19	0,93	12,97	12,96	0,04
1,4115	10,09	10,22	1,24	12,20	12,44	2,00
1,4541	10,32	10,29	0,33	12,15	12,13	0,13
1,4958	10,24	10,41	1,65	12,02	11,98	0,37
1,5392	10,54	10,58	0,40	11,68	11,95	2,32
1,5785	10,72	10,71	0,10	11,89	11,99	0,86
1,6202	10,55	10,96	3,86	12,14	12,08	0,46
1,6611	10,35	11,22	8,37	11,83	12,21	3,21

4.5.2. Respon percepatan sudut sistem tanpa penambahan *dual DVA Independent* dan dengan penambahan *dual DVA independent*



Gambar 4.19 Grafik Respon Percepatan Sudut Hasil Simulasi dan Eksperimen Sistem tanpa Penambahan *Dual DVA-Independent* dan Sistem dengan Penambahan *Dual DVA-Independent* dengan Rasio Massa dan Rasio Konstanta Kekakuan 1/20.

Berdasarkan Gambar 4.19, respon percepatan sudut hasil eksperimen memiliki kecenderungan *trendline* yang sama dengan hasil simulasi. Pada sistem tanpa penambahan DVA, nilai percepatan sudut hasil eksperimen tidak dapat diambil pada frekuensi natural. Hal ini disebabkan frekuensi natural terlalu rendah, dimana alat uji tidak mampu beroperasi pada frekuensi tersebut. Pada sistem dengan penambahan DVA, puncak pada frekuensi natural kedua hasil eksperimen tidak berbeda jauh dibandingkan hasil simulasi, sebesar 3,27%. Persentase selisih antara hasil simulasi dan eksperimen dirangkum dalam Tabel 4.18. Pada Tabel 4.18, nilai persentase selisih terbesar sebesar 8,14% pada rasio frekuensi 2,6532 untuk sistem tanpa penambahan DVA sedangkan untuk sistem dengan penambahan DVA, persentase selisih terbesar sebesar 31,13% pada rasio frekuensi 2,4426.

Tabel 4.17 Selisih Percepatan Sudut Hasil Simulasi dan Eksperimen

rasio frekuensi	percepatan sudut sistem tanpa <i>DVA</i>			percepatan sudut sistem dengan <i>DVA</i>		
	eksperimen	simulasi	selisih (%)	eksperimen	simulasi	selisih (%)
1,5851	10,30	10,64	3,27	7,79	5,97	23,30
1,6936	10,85	11,18	3,06	7,45	6,21	16,63
1,8043	11,53	11,81	2,40	8,21	6,44	21,56
1,9106	12,47	12,58	0,90	6,36	6,63	4,27
2,0213	13,10	13,52	3,18	7,16	6,70	6,40
2,1277	13,89	14,48	4,23	7,63	6,58	13,84
2,2340	16,08	15,52	3,50	7,19	6,22	13,47
2,3404	15,95	16,62	4,22	5,59	5,47	2,10
2,4426	18,36	17,74	3,36	3,38	4,44	31,13
2,5489	19,82	18,99	4,20	4,00	4,48	12,03
2,6532	22,07	20,27	8,14	8,75	9,90	13,17
2,7617	21,74	21,61	0,58	26,09	26,01	0,32
2,8681	21,74	22,99	5,73	64,30	64,46	0,25
2,9745	24,28	24,35	0,31	84,83	86,30	1,73
3,0787	24,54	25,89	5,50	73,84	68,82	6,80
3,1702	27,93	27,13	2,85	61,10	59,10	3,27
3,2787	29,40	28,93	1,61	51,89	53,22	2,56
3,3957	31,61	30,72	2,82	46,73	50,25	7,52
3,4894	30,80	32,14	4,34	45,21	49,33	9,12
3,5979	32,97	33,87	2,72	49,23	48,91	0,64
3,7064	34,26	35,74	4,33	49,34	49,22	0,24
3,8128	36,70	37,64	2,56	50,21	50,00	0,42
3,9234	37,43	39,64	5,92	53,52	51,00	4,71
4,0234	38,71	41,59	7,44	53,26	52,17	2,04
4,1298	41,47	43,69	5,35	54,66	53,64	1,87
4,2340	44,31	45,68	3,10	51,24	55,28	7,88

“Halaman ini sengaja dikosongkan.”

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Dari penelitian yang telah dilakukan, maka kesimpulan yang dapat diambil adalah sebagai berikut:

1. Pada sistem yang bekerja di daerah frekuensi natural translasi (12 Hz), *dual DVA-independent* dengan rasio massa dan konstanta kekakuan 1/20 memberikan persentase penurunan percepatan maksimum sebesar 93,78%. Dalam hal ini, peletakan *dual DVA-independent* memberikan persentase penurunan yang sama untuk rasio massa yang sama.
2. Pada sistem bekerja pada frekuensi natural rotasi (4,7 Hz), *dual DVA-independent* di ujung sistem dengan rasio massa 1/20 dan konstanta kekakuan 1/5 memberikan persentase penurunan percepatan sudut maksimum sebesar 94,03%.
3. Persentase penurunan respon getaran sistem dengan penurunan maksimum mengikuti persamaan polinomial pangkat dua $y = -39000x^2 + 3500x + 18$ untuk arah translasi dan $y = -16000x^2 + 1400x + 63$, dimana y adalah persentase penurunan dan x adalah rasio massa.
4. Penurunan getaran translasi dan rotasi optimum sebesar 72,69% untuk rasio massa dan konstanta kekakuan 0,01967; 89,44% untuk rasio massa 1/20 dan rasio konstanta kekakuan 0,0561; dan 89,75% untuk rasio massa 1/20 dan rasio konstanta kekakuan 0,0474.

5.2. Saran

Saran-saran yang dapat diberikan untuk pengemangan penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

1. Penelitian lebih lanjut mengenai pengembangan model *DVA* yang lain dalam mereduksi getaran arah translasi dan rotasi.
2. Adanya penelitian lebih lanjut terhadap penambahan redaman pada *DVA*.

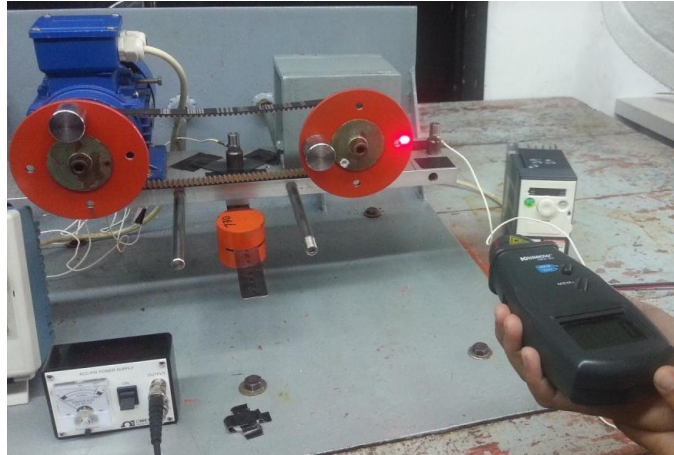
3. Perbaikan terhadap pemodelan fisik *DVA* perlu dilakukan sehingga parameter *DVA* dapat diatur dengan mudah.

DAFTAR PUSTAKA

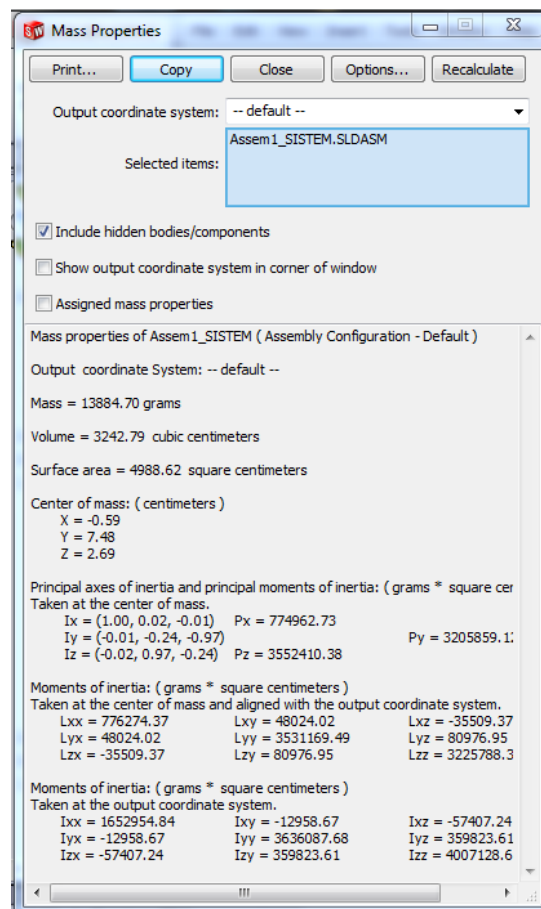
- [1] Igusa T, Xu K, “Vibration Control Using Multiple Tuned Mass Dampers”, J Sound Vib 1994;175(4):491–503.
- [2] Cunefare KA, Rosa SD, Sadegh N, Larson G, “State-Switched Absorber for Semi-Active Structural Control”, J Intel Mater Syst Struct 2000;11:300–10.
- [3] Holdhusen MH, “The State-Switched Absorber Used for Vibration Control of Continuous Systems”, PhD thesis. Georgia Institute of Technology, 2005.
- [4] Sun, H.L., Zhang, P.Q., Chen, H.B., Zhang, K., dan Gong, X.L., 2007, “Application of Dynamic Vibration Absorber in Structural Vibration Control under Multi-Frequency Harmonic Excitation”, J.Applied Acoustics, 69, pp. 1361-1367.
- [5] Rao, Singiresu S, 2011, “Mechanical Vibration”.5th Edition. University of Miami.
- [6] Sun, J.Q., Jolly, M.R., dan Norris, M.A, 1995, “Passive, Adaptive, and Active Tuned Vibration Absorber-Survey”, Transactions of the ASME 117, 234-242.
- [7] Watt, P., 1883, “On a method of Reducing the Rolling of Ships at Sea”, Transactions of the ASME 50 PAPM-241.
- [8] Frahm, H., 1911, “ Device for Damping Vibrations of Bodies”, US Patent No.989958.
- [9] Ormondroyd, J., and Hartog, J. P. D., 1928, “Theory of the Dynamic Vibration Absorber,” Trans. Am. Soc. Mech. Eng.50, pp. 9–22.
- [10] Blazskiewicz, M., Newnham, R.E., dan Xu, Q.C., 1991, ”Tunable Tranducers as Smart Materials”, IEEE Publication 91CH2817,pp.899-903.
- [11] Wang, K.W., Lamncuss, J.S., dan Mianzo, L.A., 1992, “An Adaptive Vibration Absorber to Minimize Steady State and Transien Vibrations”, Techincal Report to Lord Corporation, Pennsylvania State University.
- [12] Fujita, T., Katsu, M., Miyano, H., dan Takanashi, S., 1991, “Fundamental Study of Active-Passive Mass Damper Using XY-Motion Mechanism and

- Hydraulic Actuator for Vibration Control of Tall Building”, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C, Vol.57, pp. 3532-3539.
- [13] Nishimura, H., Nonami, K., Cui, W., dan Shiba, A., 1993, “ H_{∞} Control of Multi-Degree-of –Freedom Sturcture of Hybrid Dynamic Vibration Absorber (Experimental Consideration of Robustness and Control Performances)”, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C, Vol.59, pp. 714-720.
- [14] Yoshida, K., 1996, “Active Vibration Control for Builder Subjected to Horizontal and Vertical Large Seismic Excitation”, Proceeding of 35th Conference on Decision and Control.
- [15] Sheth, A.J., Parmar, P.R., Solanki, B.L., Sailor, N.G., Gohil, B.P., dan Patel, H.A., 2014, “ Vibration Control of Slab Breaker Machine by Passive Dual Mass Tuned Vibration Absorber”, J. Applied Mechanics and Materials Vols 592-594 pp. 2112-2116.
- [16] Fitri,Y., dan Yerri,S.,2013, “Simulasi Peredaman Getaran Mesin Rotasi Menggunakan Dynamic Vibration Absorber (DVA)”, ITS, Surabaya.
- [17] Krenk, S., 2013, “Tuned Mass Absorber On A Fleksible Structure”.J. Sound Vib.,333, pp. 1577–1595.
- [18] Herry,E., 2014., “Karakteristik Sistem Getaran 2 DOF dengan Penambahan *Single Dynamic Vibration Absorber (DVA)*”, ITS, Surabaya.

LAMPIRAN



Gambar 1. Pengambilan Data Kecepatan Putar Motor



Gambar 2. *Mass Properties* dari Solidwork

Tabel 1. Pengukuran Kecepatan Putar Motor

kecepatan inverter (Hz)	kecepatan inverter (rpm)	Hasil Pengukuran Tachometer (rpm)															Frekuensi rata-rata (rpm)	Frekuensi rata-rata (Hz)
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15		
10	600	446.2	447.7	446.7	446.3	447.2	446.3	446.8	446.7	446.7	447.4	446.8	446.6	446.8	446.5	447.2	446.79	7.45
11	660	478.3	477.8	477.2	477.3	478	476.8	478.1	477.8	477.6	477.8	478.5	478.4	478.3	478.2	478.1	477.88	7.96
12	720	508.7	509.1	508.6	508.5	508.6	507.8	509	508.7	508.9	508.3	508.1	508.3	508.6	508.4	508.4	508.53	8.48
13	780	537.9	538.9	540	539.7	538.4	529.8	540	538.7	539.9	539.2	539.5	539.9	540.2	539.6	537.2	538.59	8.98
14	840	570.7	570	570.2	570	569.7	570.1	570.3	569.9	571.2	570.2	570.1	570.1	570	570.3	569.7	570.17	9.50
15	900	600.5	600	599.8	599.7	599.1	600.3	600	600.3	599.9	600.2	601.2	600.4	600.3	600	599.7	600.09	10.00
16	960	630.4	629.4	629.9	629.8	630.3	630.2	630.7	629.1	630.2	629.7	629.5	628.5	630.3	629.6	629.6	629.81	10.50
17	1020	659.8	661	660.1	659.9	659.5	659.8	658.5	659.5	660.6	658.6	660.4	659.7	660	659.2	659.7	659.75	11.00
18	1080	688.6	688.2	687.7	688.9	689.1	688.6	689.2	689.3	688.6	688.9	689.4	689.1	688.2	689.1	689.1	688.80	11.48
19	1140	720.8	719	718.3	718.5	717	717.2	721.2	720	720.3	717.2	718.4	715.5	718.4	718.9	718.7	718.63	11.98
20	1200	748	747.3	748.5	749.7	748.2	749	748.3	749.4	749.2	748.2	748.4	744	748.7	748.6	748.9	748.29	12.47
21	1260	779	778.8	778.3	779	778.8	778.1	778.4	779.9	778.4	779.3	778	778.5	780	781	779.2	778.98	12.98
22	1320	807	808.5	807.6	807.7	807.6	808.2	809.1	808.2	809	808.9	808.6	810.5	809.1	809.6	808.7	808.55	13.48
23	1380	837.6	838.3	838.4	838.9	838.7	838.3	838.9	839	838.8	838.6	838.8	838.4	839.6	839.7	838.6	838.71	13.98
24	1440	867.2	867.5	867.5	869.7	868.5	868.3	868.4	868	868.5	867.5	868.1	868.5	868.4	868.1	868.5	868.18	14.47
25	1500	894.7	894.8	894.2	894.6	894.9	894.2	893.9	894.1	893.2	893.4	893.7	893.6	892.7	893.3	893.9	893.95	14.90
26	1560	925	925.1	924.9	924.2	924.4	924.3	923.5	924.3	924.4	924.1	923.5	924	924.9	925.8	924.3	924.45	15.41
27	1620	958	958.3	957.1	958.4	957.7	957.9	958.4	958.2	957.5	957.4	958.3	957.2	956.9	957.8	957.5	957.77	15.96
28	1680	981	985	984.4	984.6	983	984	984.6	984.4	983.7	984.9	984.1	983.8	983.7	983.5	983.5	983.88	16.40
29	1740	1015	1016	1016	1014	1014	1014	1015	1016	1016	1016	1012	1014	1014	1014	1015	1014.74	16.91
30	1800	1046	1044	1044	1047	1046	1046	1044	1045	1045	1044	1045	1045	1045	1045	1045	1045.08	17.42
31	1860	1073	1076	1076	1076	1076	1075	1076	1074	1076	1077	1076	1077	1075	1075	1074	1075.37	17.92
32	1920	1107	1107	1106	1106	1106	1106	1105	1106	1106	1107	1107	1106	1106	1106	1107	1106.22	18.44
33	1980	1133	1134	1134	1133	1134	1135	1135	1134	1136	1135	1133	1134	1134	1135	1134	1134.31	18.91
34	2040	1163	1164	1164	1163	1164	1165	1165	1166	1166	1164	1164	1166	1165	1165	1163	1164.34	19.41
35	2100	1193	1194	1193	1196	1195	1193	1193	1194	1195	1194	1195	1196	1194	1193	1195	1194.20	19.90

BIOGRAFI PENULIS



Esthi Kusumadewayanti – lahir 12 Januari 1992 di Mojokerto adalah anak sulung dari pasangan Bhasuki dan B. Widiyat. Penulis mulai menempuh pendidikan di TK Yos Sudarso Batam (1996-1998), SD Yos Sudarso Batam (1998-2004), SMP Yos Sudarso Batam (2004-2005), SMP Santo Thomas 1 Medan (2005-2007), SMAN 2 Jombang (2007-2010), dan kemudian melanjutkan ke Perguruan Tinggi Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2010 di jurusan Teknik Mesin. Di jurusan ini, penulis memilih bidang studi metalurgi. Semasa kuliah, penulis dikenal aktif sebagai grader dan asisten laboratorium metalurgi. Keinginan untuk mengamalkan ilmu yang diperoleh selama kuliah mendorong penulis untuk mengambil topik tugas akhir “Studi Eksperimental Pengaruh Penambahan *Superplasticizer* pada Beton Bertulang Terkait Serangan Korosi Baja Tulang dengan Metode Alami dan Paksa” yang telah diselesaikan pada tanggal 14 Juli 2014. Ketika semester 7 dan 8, penulis melanjutkan pendidikan S2 di Teknik Mesin ITS dengan bidang keahlian Desain Sistem Mekanikal melalui jalur beasiswa *Fast Track 2013*. Pada semester 4, penulis mengambil Tesis yang berjudul “Studi Pengaruh Penambahan *Dual Dynamic Vibration Absorber (DVA)-Independent* terhadap Respon Getaran Translasi dan Rotasi Sistem Utama 2-DOF”. Penulis menyelesaikan studi master selama 2 tahun dan dinyatakan lulus dalam sidang tesis pada tanggal 24 Juni 2015. Dalam penulisan tesis ini masih banyak kekurangannya. Apabila ada saran, kritik, dan pertanyaan, pembaca dapat menghubungi penulis melalui email kusuma.dewayanti@gmail.com.